

Міністерство освіти та науки України

Луцький національний технічний
університет

НАУКОВІ НОТАТКИ

Міжвузівський збірник наукових праць
(за галузями знань «Фізико-
математичні науки» та «Технічні науки»)

Випуск 81

Луцьк 2025

Міжвузівський збірник наукових праць «Наукові нотатки» | «Naukovi Notatki» є фаховим виданням України, категорії Б.

Збірник зареєстрований Державною реєстраційною службою України (свідоцтво серія КВ, № 15901-4373ПР від 13.11.2019 р.). Збірнику присвоєно міжнародний стандартний серійний номер ISSN 24-15-39-66.

Рік заснування: 1993

Фахова реєстрація у ДАК України: Включено до категорії Б Переліку наукових фахових видань України за галузями знань «Фізико-математичні науки» та «Технічні науки» за науковими спеціальностями: 105 Прикладна фізика та наноматеріали; 131 Прикладна механіка; 113 Прикладна математика; 132 Матеріалознавство; 133 Галузеве машинобудування, 151 Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології – від 24.09.2020 р., Наказ МОН України № 1188

Періодичність – 4 рази на рік

Мова видання: українська, англійська

Засновник: Луцький національний технічний університет,

Україна, Волинська обл., 43018 Луцьк. вул. Львівська 75,

Редакція: тел. (0332) 26-25-19, E-mail: naukovi_notatki@lutsk-ntu.com.ua; http://eforum.lntu.edu.ua/index.php/naukovi_notatky

Видання зареєстровано Національною радою України з питань телебачення і радіомовлення як суб'єкт у сфері друкованих медіа (рішення № 40 від 11.01.2024 р., ідентифікатор медіа **R30-2455**).

Склад редакції затверджено Вченою радою Луцького національного технічного університету (протокол №3 від 30.10. 2024 р.).

**Редакція збірника наукових праць
«Наукові нотатки» / «Naukovi Notatki»**

(Згідно постанови Кабінету Міністрів України
від 30 серпня 2024 р. № 1021 щодо нових галузей та спеціальностей)

Головний редактор:

Рудь Віктор Дмитрович д.т.н., проф., професор кафедри матеріалознавства Луцького національного технічного університету (ORCID:0000-0001-5025-9510)

Заступники головного редактора:

Шимчук Сергій Петрович к.т.н., доц., доцент кафедри галузевого машинобудування Луцького національного технічного університету (ORCID:0000-0002-1293-560X);

Мельничук Микола Дмитрович к.т.н., доц., завідувач кафедри матеріалознавства Луцького національного технічного університету (ORCID:0000-0001-6813-250X);

Відповідальний секретар:

Клименко Олександр Дмитрович к.т.н., доцент, провідний фахівець бізнес-інноваційного центру Луцького національного технічного університету. (ORCID:0000-0002-0959-7144).

Редакційна рада

Рудь Віктор Дмитрович, Шимчук Сергій Петрович, Мельничук Микола Дмитрович, Федосов Сергій Анатолійович, Клименко Олександр Дмитрович, Мартинюк Віктор Леонідович

Редакційна колегія:

Галузь знань G: Інженерія, виробництво та будівництво

Спеціальності: G9 – Прикладна механіка;

G11 – Машинобудування

Жигуц Юрій Юрійович д.т.н., проф., завідувач кафедри технології машинобудування Ужгородського національного університету (ORCID:0000-0002-7477-7619);

Пальчевський Богдан Олексійович д.т.н., проф., професор кафедри автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій Луцького національного технічного університету (ORCID:0000-0002-4000-4992);

Заболотний Олег Васильович к.т.н., доц., доцент кафедри прикладної механіки та мехатроники Луцького національного технічного університету

(ORCID:0000-0002-9169-9173);

Мартинюк Віктор Леонідович к.т.н., доц., доцент кафедри галузевого машинобудування Луцького національного технічного університету
(ORCID:0000-0002-6914-2336);

Толстушко Микола Миколайович, к.т.н., доц., доцент кафедри галузевого машинобудування Луцького національного технічного університету
(ORCID:0000-0001-9230-3831);

Пуць Віталій Степанович к.т.н., доц., завідувач кафедри галузевого машинобудування Луцького національного технічного університету
(ORCID:0000-0003-3164-6173);

Самчук Людмила Михайлівна, к.т.н., доц., доцент кафедри прикладної механіки та мехатроніки Луцького національного технічного університету
(ORCID:0000-0003-2516-045X);

Ярошевич Микола Павлович, д.т.н., професор кафедри галузевого машинобудування Луцького національного технічного університету
(ORCID:0000-0002-2436-5608);

G8 Матеріалознавство.

Ткачук Валентина Віталіївна, д.т.н., проф. професор кафедри товарознавства та експертизи в митній справі Луцького національного технічного університету
(ORCID:0000-0001-5793-5227);

Бейгельзімер Ян Юхимович, д.т.н., проф., с.н.с Донецького фізико-технічного інституту ім. О.О.Галкіна, НАН України, Київ
(ORCID:0000-0002-1321-8565);

Кашицький Віталій Павлович к.т.н., доц., доцент кафедри матеріалознавства Луцького національного технічного університету
(ORCID: 0000-0003-2346-912X);

Садова Оксана Леонідівна, к.т.н., доц., доцент кафедри матеріалознавства Луцького національного технічного університету
(ORCID:0000-0002-6152-5447);

Зайчук Наталія Петрівна, к.т.н., доц., доцент кафедри матеріалознавства Луцького національного технічного університету
(ORCID:0000-0001-6258-48-20);

Гусачук Дмитро Анатолійович, к.т.н., доц., доцент кафедри матеріалознавства Луцького національного технічного університету
(ORCID:0000-0001-5899-1706);

Фещук Юрій Петрович, к.т.н., доц., доцент кафедри матеріалознавства Луцького національного технічного університету
(ORCID:0000-0001-6259-1916);

Баглюк Генадій Анатолієвич д.т.н., член-корес. НАНУ, директор Інституту проблем матеріалознавства ім. І.М. Францевича НАН України
(ORCID:0000-0002-3305-8896);

Лобода Петро Іванович д.т.н., проф., НТУ "КПІ" ім. І. Сікорського ІМЗ ім. Є.О. Патона, академік НАНУ

Штерн Михайло Борисович, д.т.н., член-коресп. НАНУ, завідувач відділу Інституту проблем матеріалознавства ім. І.М. Францевича НАН України

(ORCID:0000-0002-7757-5721);

Грабар Іван Григорович, д.т.н., професор Житомирського національного агроекологічного університету

(ORCID:0009-0002-7193-6960);

Згалат-Лозинський Остап Броніславович, д.т.н., с.н.с. Інститут проблем матеріалознавства ім. І.М.Францевича НАН України

(ORCID:0000-0002-7013-5010);

Уманський Олександр Павлович, д.т.н., проф. Інститут проблем матеріалознавства ім. І.М.Францевича НАН України

(ORCID:0000-0003-3629-7224);

Сергєєв Володимир Володимирович, м.н.с., програміст ТОВ «Хайку Україна»

(ORCID:0009-0009-8665-7006).

Галузь знань Е: Природничі науки, математика та статистика

Е6 Прикладна фізика та наноматеріали

Захарчук Дмитро Андрійович, к. фіз.-мат. н., доцент завідувач кафедри фізики та математики Луцького національного технічного університету

(ORCID:0000-0002-1988-5027);

Луцьков Сергій Валентинович д. ф-м. н., професор кафедри фізики та математики Луцького національного технічного університету

(ORCID:0000-0003-0737-8703);

Федосов Сергій Анатолійович д. ф-м. н., професор кафедри фізики та вищої математики Луцького національного технічного університету

(ORCID:0000-0003-3457-8911);

Мікуліч Олена Аркадіївна д.т.н., професор, завідувач кафедри прикладної математики та механіки Луцького національного технічного університету

(ORCID:0000-0003-4522-596X);

Майстренко Анатолій Львович д.т.н., проф., завідувач відділу Комп'ютерного матеріалознавства надтвердих композиційних матеріалів для породоруйнівних інструментів Інституту надтвердих матеріалів ім. В.М. Бакуля НАН України;

Никируй Любомир Іванович, к.ф-м.н., професор Прикарпатського національного університету імені Василя Стефаника

(ORCID:0000-0002-3754-0348).

Закордонні члени редколегії:

Рібейро Луїс Фролен д.т.н., проф., професор Політехнічного інституту Браганси (Португалія);

Елісон МасМілан (Alison J Mcmillan), Professor (Full) in Aerospace Technology, Wrexham Glyndwr University, United Kingdom;

Єфременко Василь Георгійович д.т.н., професор Institute of Materials Research of Slovak Academy of Sciences (ORCID: 0000-0003-0438-6433);

Яцек Щот (Jacek Szczot) PhD, голова правління машинобудівного підприємства з виготовлення високоточного обладнання WSK Poznan, Польща;

Стельмах Олександр Устинович д.т.н., професор Пекінського технологічного інституту (ORCID:0000-0002-9132-6334);

Orlov Dmytro, PhD, Professor (Full), Lund University, Sweden;

Halfa Hossam Ahmed Mohamed, Dr., PhD Central Metallurgical R&D Institute (CMRDI), Cairo, Egypt (ORCID: 0000-0002-5063-5026);

Silva João Francisco, Professor Department Materials Science, Instituto Superior de Engenharia do Porto, Portugal, (ORCID: 0000-0002-9061-2187);

Grabowska Karolina, Associate Professor Deputy Dean of Faculty of Science and Technology Jan Dlugosz University in Czestochowa, Poland; (ORCID: 0000-0002-8323-8094);

Kozub Barbara Associate Professor Deputy Head of the Department of Material Engineering at the Faculty of Materials Engineering and Physics of the Cracow University of Technology, Poland; (ORCID: 0000-0002-5155-1940);

Lin Wei-Ting, Professor Head and Professor, Dept. of Civil Engineering, National Ilan University, Taiwan; (ORCID: 0000-0003-4792-4457);

Turmanidze Lela, Professor Dean of Faculty of Exact Sciences and Education, Batumi Shota Rustaveli State University, Georgia (ORCID: 0000-0002-0721-8454).

ЗМІСТ

Зміст	7
Н.В. Шинкарчук Мішана контактна задача для ортотропної пластинки з круговим отвором і пружного диска.....	9
Р.М. Пастернак Порівняння кінематики релятивістських частинок у просторі-часі та евклідовому 4-просторі.....	15
В.В. Кушнір TiN/TiB ₂ керамічні композити – сучасні підходи отримання та механічні властивості.....	21
Е.В. Ковалевський Оптимізація складу промивного металу при виробництві двошарових прокатних валків з хромонікелевого чавуну.....	29
М.Л. Рябчиков, В.Л. Мартинюк, В.С. Пуць Проєктування експертних систем для створення спеціальних валів з рідинним керуванням для інноваційних машин.....	36
О.В. Гаврильченко, Д.П. Павлюченко Аналіз динамічних характеристик робочого органа вібраційного трубчастого конвеєра з урахуванням поперечних коливань.....	44
О.В. Крупський, О.С. Приходько Розробка та валідація агент-орієнтованої симуляції з простим штучним інтелектом для моделювання еволюційної адаптації.....	50
С.Б. Мікуліч Використання непрямого підходу методу граничних елементів до дослідження динамічного напруженого стану пластинчастих елементів з включеннями.....	55
С. Ф. Кирилюк, Є. С. Кирилюк, Г.А. Баглюк Вплив гарячого штампування на структуру та властивості порошкових композитів системи Fe-ФХ800–TiB ₂	62
І.В. Красіков, І.Є. Красікова, О.О. Васильєв Реалізація швидкого обчислення мультифрактального спектра тривимірного зображення.....	70
Ю.В. Муравинець, Д.Е. Селезньов Штучний інтелект в галузевому машинобудуванні: сучасні тенденції та перспективи.....	76
М.Л. Рябчиков, В.С. Пуць, В.Л. Мартинюк Використання принципів інженерної етики в процесі конструювання інноваційних машин.....	79
Б.П. Валецький, Т.І. Четвержук, Ю.В. Федорусь, С.П. Шимчук Оптимізація характеристик автоматизованого керування процесом великогабаритного пакування.....	87
А.К. Автухов, О.Б. Калюжний, О.С. Борисенко, О.С. Корнєв Вплив хімічного складу та термічної обробки на експлуатаційні властивості заевтектоїдних сталей, що працюють в умовах підвищених знакозмінних навантажень та температур.....	92
Н.О. Балицька, О.І. Прилипко, Л.Є. Глембоцька Множинна регресійна модель сил різання при торцевому фрезеруванні сплаву NiTi.....	96
С.Ю. Тесля, С.В. Завадюк, М.Я. Втерковський, М.А. Тесля, М.В. Коваленко, Л.О. Бірюкович, О.В. Степанов, Т.О. Соловійова Вплив параметрів інжекційного лиття на геометричні розміри деталей виготовлених методом інжекційного лиття порошку магнію.....	106
В.О. Волянський, О.П. Герасимчук, Т.В. Волянський Лісорослинні умови в заплавах річок Псел і Ворскла.....	113
О.В. Калюжний, В.Л. Калюжний, О.В. Холявік, А.В. Байханов Скорочення переходів холодного листового штампування при виготовленні порожнистих конусних виробів з міді.....	117
Б.П. Валецький, Т.І. Четвержук, В.А. Єрьомін, С.П. Шимчук Інжиніринг планетарного редуктора у SOLIDWORKS.....	127
О.П. Герасимчук, О.Л. Ткачук, В.О. Волянський Впровадження комплексних машинно-технологічних систем для заготівлі та переробки хвої сосни звичайної.....	133
В.П. Кашицький, О.Л. Садова, А.В. Чернов, С.В. Мисковець, Ю.І. Крась Д вплив термічної обробки на формування епоксикомпозитних матеріалів для балістичного захисту.....	141
Е.Л. Селезньов, Д.Е. Селезньов, Б.С. Колтунік Дослідження системи дисбалансу роторного вузла навчального електромеханічного стенду.....	148
Д.Е. Селезньов, Е.Л. Селезньов, В.В. Коровіцький Аналіз можливості полегшення вал-сепаратора зі збереженням запасу міцності.....	151
Д.Е. Селезньов, Е.Л. Селезньов, В.В. Маркевич Моделювання та дослідження роторного вузла розрізного гідравлічного ключа.....	154
В.М. Барановський, Г.А. Герасимчук, М.Р. Паньків, О.О. Герасимчук Впровадження комплексних машинно-технологічних систем для заготівлі та переробки хвої сосни звичайної...	157

CONTENTS

Contents.....	8
N.V. Shynkarchuk Mixed contact problem for the orthotropic plate with circular hole and elastic disk.....	9
R. Pasternak Comparison of the kinematics of relativistic particles in space-time and euclidian 4-space.....	15
V.V. Kushnir TiN/TiB ₂ ceramic composites – modern production approaches and mechanical properties.....	21
E.V. Kovalevsky Optimization of the warehouse of washing metal in the production.....	29
M. Riabchykov, V. Martyniuk, V. Puts Design of expert systems for creation of special shafts with liquid control for innovative machines.....	36
O.V. Gavrylchenko, D.P. Pavliuchenko Analysis of dynamic characteristics of the working body of a vibratory tubular conveyor considering transverse vibrations	44
O.V. Krupskiy, O.S. Prykhodko Development and validation of an agent-based simulation with a simple artificial intelligence for modeling evolutionary adaptation.....	50
S.B. Mikulich Use of the indirect approach of the boundary element method to the study of the dynamic stress state of plate elements with inclusions	55
S. Kyryliuk, Y. Kyryliuk, G. Bagliuk Influence of hot forging on the structure and properties of powder composites of the Fe-FKh800–TiB ₂ system.....	62
I.V. Krasikov, I.E. Krasikova, O.O. Vasiliev Implementation of fast calculation of the multifractal spectrum of a three-dimensional image.....	70
Y. Muravunets, D. Seleznev Artificial intelligence in the engineering industry: current trends and prospects.....	76
M. Riabchykov, V. Puts, V. Martyniuk Application of engineering ethics principles in the design of innovative machines.....	79
B. Valetskiy, T. Chetverzhuk, Y. Fedorus, S. Shymchuk Optimising performance of automated process control for large packaging.....	87
A.K. Avtukhov, O.B. Kalyuzhny, O.S. Borisenko, O.S. Kornev Influence of chemical composition and heat treatment on the performance properties of hypereutectoid steels operating under conditions of increased variable loads and temperatures.....	92
N. Balytska, O. Prylypko, L. Hlembotska Multiple regression model of cutting forces in face milling of NiTi alloy.....	96
S. Teslia, S. Zavadiuk, M. Vterkovskiy, M. Teslia, M. Kovalenko, L. Biryukovych, O. Stepanov, T. Soloviova Influence of injection molding parameters on the geometric dimensions of parts manufactured by magnesium powder injection molding	106
V.O. Volianskyi, O.P. Herasymchuk, T.V. Volianskyi Forest growing conditions in floodplains of Psel and Vorskla rivers.....	113
O. Kaliuzhnyi, V. Kaliuzhnyi, O. Kholiavik, A. Baykhanov Reduction of cold-sheet stamping transitions in the manufacturing of holid cone products from copper.....	117
B. Valetskiy, T. Chetverzhuk, V. Yereimin, S. Shymchuk Engineering analysis of a planetary gearbox in SOLIDWORKS.....	127
O.P. Herasymchuk, O.L. Tkachuk, V.O. Volianskyi Implementation of integrated machine-technological systems for harvesting and processing scots pine needles.....	134
V. Kashytskyi, O. Sadova, A. Chernov, A. Myskovets, Yu. Kras Influence of heat treatment on the formation of epoxy composite materials for ballistic protection.....	141
E.L. Seleznev, D.E. Seleznev, B.S. Koltunik Research of the rotor assembly imbalance system of the training electromechanical stand.....	148
D.E. Seleznev, E.L. Seleznev, V.V. Korovitskyi Analysis of the possibility of lightening the shaft separator with preserving the strength margin.....	151
D.E. Seleznev, E.L. Seleznev, V.V. Markevych Modeling and research of the rotary assembly of a cutting hydraulic wrench.....	154
V. Baranovsky, H. Herasymchuk, M. Pankiv, O. Herasymchuk Functional-link structural model of the working process of root harvesting machines.....	157

Н.В. Шинкарчук

Рівненський державний гуманітарний університет

**МІШАНА КОНТАКТНА ЗАДАЧА ДЛЯ ОРТОТРОПНОЇ ПЛАСТИНКИ
З КРУГОВИМ ОТВОРОМ І ПРУЖНОГО ДИСКА**

Пропонується розв'язок контактної задачі для ортотропної пластинки з круговим отвором і ізотропного пружного диска за наявності на лінії розмежування матеріалів зони спаю, гладкого контакту і відставання. Побудовано систему сингулярних інтегральних рівнянь з логарифмічними ядрами для визначення функцій, через які виражаються контактні зусилля на контурі отвору пластинки і диска. Методом механічних квадратур і колокації досліджується напружений стан пластинчастої конструкції. Подано результати числових розрахунків задачі.

Ключові слова: контактна задача, напружений стан, ортотропна пластинка, пружний диск, сингулярні рівняння, зона контакту.

N.V. Shynkarchuk

**MIXED CONTACT PROBLEM FOR THE ORTHOTROPIC PLATE
WITH CIRCULAR HOLE AND ELASTIC DISK**

The enhancement of the reliability of machine components designed as piecewise-homogeneous plates is one of the critical issues in modern engineering mechanics. Their durability largely depends on the presence of defects, such as cuts or cracks, at the material interface, which may arise during the manufacturing process and significantly reduce the permissible external load on the component during operation.

A solution is proposed for the contact problem of an infinite orthotropic plate with a circular hole and a flexible isotropic disk, which are bonded together along one part of their common boundary, while a symmetric crack exists along the rest of the contour between them. Under the action of a concentrated force applied at the center of the disk, the edges of the crack in the plate-like structure make partial or full contact along the entire length. Frictional forces in the contact area between the plate and the disk are absent.

The solution to this problem involves determining the components of the stress state at the interface between the materials of the plate and the disk, as well as establishing the dimensions and position of the contact zone.

The boundary conditions of the problem on the smooth contact region are chosen as the equality of normal displacements at the contour points of the plate and the disk, while on the bonding region, the boundary conditions are defined by the equality of displacements. The relationships between the components of the displacement vector at the contour points of the orthotropic plate and the elastic disk, and the contact stresses, are expressed as integral equations with logarithmic kernels. By substituting these expressions into the boundary conditions of the problem, a system of four singular integral equations is constructed to determine the functions through which the contact forces on the contact and bonding regions are expressed. In addition to the derived system of equations, the condition of force equilibrium of the disk must be satisfied. An approximate solution to the problem is implemented using the method of mechanical quadratures and collocation. The dichotomy method determines the size and position of the contact zone.

For a homogeneous orthotropic plate with a symmetric circular crack, whose edges make partial or full contact under the action of a force load, the influence of material orthotropy on the distribution of contact and hoop stresses has been studied. The value of the critical angle of the crack zone at which the complete contact separation occurs at its endpoints has been determined. The results of numerical calculations are presented in two figures and a table.

Keywords: contact problem, tense state, orthotropic plate, elastic disk, singular equations, zone of contact.

Постановка проблеми. Довговічність елементів конструкцій та деталей машин, спроектованих у вигляді однорідних і кусково-однорідних пластин, в значній мірі залежить від наявності на лінії поділу матеріалів дефектів типу тріщин (розрізів), які суттєво знижують допустиме зовнішнє навантаження та експлуатаційний ресурс конструкцій в цілому. Зародження тріщин може призвести до передчасного руйнування деталі чи споруди. З'ясування питання, чи береги розрізу за дії силового навантаження розходяться чи контактують, має важливе значення з погляду забезпечення непроникності або герметичності конструкції.

Тому значний теоретичний і практичний інтерес, у сучасній інженерній механіці, становить дослідження та оцінка напружено-деформованого стану в околі таких дефектів.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В роботах [1, 2] проведено розрахунок напруженого стану в кусково-однорідних ізотропних і ортотропних пластинках із впаєюною круговою шайбою за наявності на лінії їхнього спаю одного або системи розрізів.

Розрахунок і аналіз напружено-деформованого стану в кусково-однорідній ортотропній пластинці, яка перебуває в умовах силового навантаження в центрі жорсткого диска, за наявності на лінії розділу матеріалів зон спаю, гладкого контакту і відставання, здійснено в [3].

Числово-аналітичний розв'язок задачі про напружений стан кусково-однорідної ізотропної пластинки з коловим розрізом по лінії умовного поділу матеріалів пластинки і пружного диска за умови контактування їхніх берегів, представлено в [4].

Мета статті. Реалізувати розв'язок мішаної контактної задачі для нескінченної ортотропної пластинки з круговим отвором та ізотропного пружного диска за наявності на лінії їхнього сполучення симетричного розрізу по дузі кола, береги якого контактують за дії силового навантаження прикладеного в центрі диска.

Постановка задачі. Розглянемо нескінченну ортотропну пластинку товщиною $2h$, послаблену круговим отвором одиничного радіуса з контуром γ в який без зазору і натягу вставлено круглий пружний ізотропний диск такої ж товщини. Систему прямокутних (x, y) і полярних (ρ, λ) координат в серединній площині пластинки оберемо таким чином, щоб початок відліку співпадав з центром отвору, а полярна вісь співпадала з віссю абсцис.

На симетричній ділянці $\gamma_3 = [\pi - \beta_0, \pi + \beta_0]$ контуру γ диск спаяний з пластинкою. На іншій частині цього контуру між ними наявний наскрізний симетричний розріз (тріщина). В центрі диска прикладено зосереджену силу X_0 , внаслідок цього диск вступає у гладку контактну взаємодію з пластинкою на ділянці $\gamma_1 = [-\alpha_0, \alpha_0]$, а на ділянках $\gamma_2 = [\alpha_0, \pi - \beta_0] \cup [\pi + \beta_0, 2\pi - \alpha_0]$ контакт між ними відсутній (рис. 1).

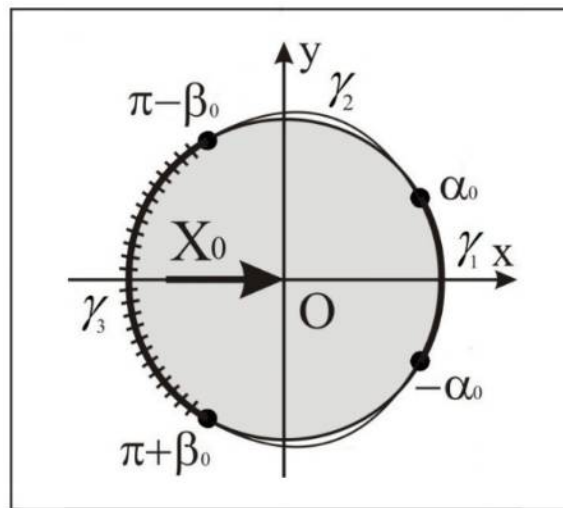


Рис. 1. Розрахункова схема задачі

Розв'язок поставленої задачі передбачає визначення величини розрізу, для якого: зона контакту збігається з розрізом, причому нормальні зусилля на кінцях цієї зони відмінні від нуля (повний контакт берегів розрізу); зона контакту збігається з розрізом, але нормальні зусилля на кінцях зони дорівнюють нулю (зародження зон відставання); існує ізольована зона контакту і дві зони відставання, які прилягають до кінців зони спаю. Для кожного з цих випадків потрібно визначити напружений стан на контурі γ .

Виклад основного матеріалу. Граничні умови задачі в зоні гладкого без тертя контакту $\gamma_1 = [-\alpha_0, \alpha_0]$ обираємо у вигляді рівності нормальних зміщень пластинки і диска [4, 5]

$$\cos\lambda(U - U^{(1)}) + \sin\lambda(V - V^{(1)}) = 0; \quad S_{\rho\lambda} = S_{\rho\lambda}^{(1)} = 0, \quad T_\rho = T_\rho^{(1)}, \quad \lambda \in \gamma_1, \quad (1)$$

а в зоні спаю $\gamma_3 = [\pi - \beta_0, \pi + \beta_0]$ пластинки і диска граничні умови записуємо у вигляді рівності зміщень їх контурних точок [4, 6]

$$U - U^{(1)} = 0, \quad V - V^{(1)} = 0; \quad S_{\rho\lambda} = S_{\rho\lambda}^{(1)}, \quad T_\rho = T_\rho^{(1)}, \quad \lambda \in \gamma_3. \quad (2)$$

Тут T_ρ , $S_{\rho\lambda}$, $T_\rho^{(1)}$, $S_{\rho\lambda}^{(1)}$ – нормальні та дотичні зусилля на контурі отвору ортотропної пластинки і пружного диска.

Компоненти вектора зміщення контурних точок ортотропної пластинки при заданому навантаженні, мають наступний вигляд [3]

$$\begin{aligned}
 2E_x hU &= (\beta_{11}\beta_{22} - \nu_x) \int_{-\alpha_0}^{\lambda} f_1'(t) dt + \\
 &+ \frac{\beta_{11} + \beta_{22}}{\pi} \left[\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} f_2'(t) \ln \left| \sin \frac{\lambda - t}{2} \right| dt + \int_{\pi - \beta_0}^{\pi + \beta_0} f_2'(t) \ln \left| \sin \frac{\lambda - t}{2} \right| dt \right] + c_1, \\
 2E_x hV &= (\beta_{11}\beta_{22} - \nu_x) \int_{-\alpha_0}^{\lambda} f_2'(t) dt + \frac{X_0 (\beta_{11}\beta_{22} - \nu_x)}{\pi} \lambda - \\
 &- \frac{\beta_{11}\beta_{22} (\beta_{11} + \beta_{22})}{\pi} \left[\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} f_1'(t) \ln \left| \sin \frac{\lambda - t}{2} \right| dt + \int_{\pi - \beta_0}^{\pi + \beta_0} f_1'(t) \ln \left| \sin \frac{\lambda - t}{2} \right| dt \right], \quad \lambda \in \gamma, \quad (3)
 \end{aligned}$$

а компоненти вектора зміщення контурних точок пружного диска з урахування (1) – (2) і за умов

$$f_1^{(1)'}(t) = f_1'(t), \quad f_2^{(1)'}(t) = f_2'(t)$$

набувають вигляду [7]

$$\begin{aligned}
 2E^{(1)} hU^{(1)} &= (1 - \nu^{(1)}) \int_{-\alpha_0}^{\lambda} f_1'(t) dt - \frac{2}{\pi} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} f_2'(t) \ln \left| \sin \frac{\lambda - t}{2} \right| dt - \\
 &- \frac{2}{\pi} \int_{\pi - \beta_0}^{\pi + \beta_0} f_2'(t) \ln \left| \sin \frac{\lambda - t}{2} \right| dt + \frac{1 + \nu^{(1)}}{2\pi} X_0 \cos 2\lambda - T^0 \cos \lambda + c_1^{(1)}, \\
 2E^{(1)} hV^{(1)} &= (1 - \nu^{(1)}) \int_{-\alpha_0}^{\lambda} f_2'(t) dt + \frac{X_0 (1 - \nu^{(1)})}{2\pi} \lambda + \frac{2}{\pi} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} f_1'(t) \ln \left| \sin \frac{\lambda - t}{2} \right| dt + \\
 &+ \frac{2}{\pi} \int_{\pi - \beta_0}^{\pi + \beta_0} f_1'(t) \ln \left| \sin \frac{\lambda - t}{2} \right| dt + \frac{1 + \nu^{(1)}}{2\pi} X_0 \sin 2\lambda - T^0 \sin \lambda, \quad \lambda \in \gamma, \quad (4)
 \end{aligned}$$

де $f_1 + if_2 = i \int_{-\alpha_0}^{\lambda} (T_\rho + iS_{\rho\lambda}) e^{it} dt$, $T^0 = \frac{1}{\pi} \int_{\gamma} (f_2'(t) \cos t - f_1'(t) \sin t) dt$, E_x , ν_x – модуль Юнга

і коефіцієнт Пуассона матеріалу пластини в напрямку осі Ox ; $E^{(1)}$, $\nu^{(1)}$ – модуль Юнга і коефіцієнт Пуассона матеріалу диска; β_{11} , β_{22} – корені характеристичного рівняння [8]; c_1 , $c_1^{(1)}$ – дійсні сталі. Решта позначень такі ж як і в [9].

Підставляючи (3), (4) в граничні умови (1) – (2) та використавши позначення:

$$\begin{aligned}
 f_1'(\lambda) + if_2'(\lambda) &= f_1^{\circ'}(\lambda) + if_2^{\circ'}(\lambda), \quad \lambda \in [-\alpha_0, \alpha_0], \\
 f_1'(\pi + \tilde{\lambda}) + if_2'(\pi + \tilde{\lambda}) &= \tilde{f}_1'(\tilde{\lambda}) + i\tilde{f}_2'(\tilde{\lambda}), \quad \tilde{\lambda} \in [-\beta_0, \beta_0], \quad (5)
 \end{aligned}$$

одержимо систему з чотирьох сингулярних інтегральних рівнянь з логарифмічними ядрами для визначення функцій $f_1^{\circ'}$, $f_2^{\circ'}$, \tilde{f}_1' , \tilde{f}_2' на ділянках контакту і спаю

$$\begin{aligned}
 &\cos \lambda \left[((\beta_{11}\beta_{22} - \nu_x) - (1 - \nu^{(1)})k) \int_{-\alpha_0}^{\lambda} f_1^{\circ'}(t) dt - \frac{1 + \nu^{(1)}}{2\pi} kX_0 \cos 2\lambda + \right. \\
 &+ \frac{\beta_{11} + \beta_{22} + 2k}{\pi} \left[\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} f_2^{\circ'}(t) \ln \left| \sin \frac{\lambda - t}{2} \right| dt + \int_{-\beta_0}^{\beta_0} \tilde{f}_2'(\tilde{t}) \ln \left| \cos \frac{\lambda - \tilde{t}}{2} \right| d\tilde{t} \right] + \\
 &+ kT^0 \cos \lambda \left. \right] + \sin \lambda \left[((\beta_{11}\beta_{22} - \nu_x) - (1 - \nu^{(1)})k) \int_{-\alpha_0}^{\lambda} f_2^{\circ'}(t) dt - \frac{\beta_{11}\beta_{22} (\beta_{11} + \beta_{22}) + 2k}{\pi} \times \right. \\
 &\times \left[\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} f_1^{\circ'}(t) \ln \left| \sin \frac{\lambda - t}{2} \right| dt + \int_{-\beta_0}^{\beta_0} \tilde{f}_1'(\tilde{t}) \ln \left| \cos \frac{\lambda - \tilde{t}}{2} \right| d\tilde{t} \right] + \frac{X_0 (\beta_{11}\beta_{22} - \nu_x)}{\pi} \lambda -
 \end{aligned}$$

$$-\frac{(1-\nu^{(1)})k}{2\pi}X_0\lambda - \frac{1+\nu^{(1)}}{2\pi}kX_0\sin 2\lambda + kT^0\sin \lambda \Big] = \tilde{c}_1 \cos \lambda, \\ f_1^{\circ\prime}(\lambda)\cos \lambda + f_2^{\circ\prime}(\lambda)\sin \lambda = 0, \quad \lambda \in [-\alpha_0, \alpha_0]. \quad (6)$$

$$\left((\beta_{11}\beta_{22} - \nu_x) - (1-\nu^{(1)})k \right) \int_{-\alpha_0}^{\lambda} f_1^{\circ\prime}(t) dt + kT^0 \cos \lambda + \frac{\beta_{11} + \beta_{22} + 2k}{\pi} \times \\ \times \left[\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} f_2^{\circ\prime}(t) \ln \left| \sin \frac{\lambda-t}{2} \right| dt + \int_{-\beta_0}^{\beta_0} \tilde{f}_2^{\prime}(\tilde{t}) \ln \left| \sin \frac{\tilde{\lambda}-\tilde{t}}{2} \right| d\tilde{t} \right] - \frac{1+\nu^{(1)}}{2\pi}kX_0 \cos 2\lambda = \tilde{c}_1, \\ \left((\beta_{11}\beta_{22} - \nu_x) - (1-\nu^{(1)})k \right) \int_{-\alpha_0}^{\lambda} f_2^{\circ\prime}(t) dt + \frac{X_0}{\pi} \frac{(\beta_{11}\beta_{22} - \nu_x)}{2} \lambda - \frac{(1-\nu^{(1)})k}{2\pi} X_0 \lambda - \\ - \frac{\beta_{11}\beta_{22}(\beta_{11} + \beta_{22}) + 2k}{\pi} \left[\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} f_1^{\circ\prime}(t) \ln \left| \sin \frac{\lambda-t}{2} \right| dt + \int_{-\beta_0}^{\beta_0} \tilde{f}_1^{\prime}(\tilde{t}) \ln \left| \sin \frac{\tilde{\lambda}-\tilde{t}}{2} \right| d\tilde{t} \right] + \\ + kT^0 \sin \lambda - \frac{k(1+\nu^{(1)})X_0 \sin 2\lambda}{2\pi} = 0, \quad \lambda \in [\pi - \beta_0, \pi + \beta_0], \quad \tilde{\lambda} \in [-\beta_0, \beta_0]. \quad (7)$$

Тут $k = \frac{\sqrt{E_x E_y}}{E^{(1)}}$, $\tilde{c}_1 = kc_1^{(1)} - c_1$.

Окрім цієї системи рівнянь повинна виконуватися умова силової рівноваги диска [6, 10]

$$\int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} f_2^{\circ\prime}(t) dt + \int_{-\beta_0}^{\beta_0} \tilde{f}_2^{\prime}(\tilde{t}) d\tilde{t} = -X_0, \quad (8)$$

яка необхідна для визначення сталої \tilde{c}_1 .

Якщо функції $f_1^{\circ\prime}$, $f_2^{\circ\prime}$, \tilde{f}_1^{\prime} , \tilde{f}_2^{\prime} стануть відомі, то нормальні та дотичні зусилля на контурі отвору пластинки, з врахуванням позначень (5), визначаються за формулою [10]

$$T_\rho + iS_{\rho\lambda} = (f_2^{\circ\prime}(\lambda) - if_1^{\circ\prime}(\lambda))(\cos \lambda - i \sin \lambda), \quad \lambda \in \gamma. \quad (9)$$

Кільцеві зусилля T_λ на контурі отвору ортотропної пластинки визначаються за формулами, наведеними в [3] при $\varepsilon = 0$, $a = b = 1$, $Y_0 = 0$. Кільцеві зусилля $T_\lambda^{(1)}$ на контурі пружного диска визначаються за формулою, наведеною в [4].

Наближений розв'язок задачі. Знаходження точного розв'язку системи (6) – (7), за умов силової рівноваги диска (8), пов'язано із значними математичними труднощами.

Оскільки, система рівнянь (6) – (8) має таку ж структуру, як і відповідна система для випадку кусково-однорідної ізотропної пластинки з коловим розрізом [4], то для наближеного її розв'язання використано числовий метод механічних квадратур і колокації, ефективність якого продемонстрована в роботах [4, 5, 7], яким досліджується вплив на розподіл компонент

напруженого стану величини $k = \frac{\sqrt{E_x E_y}}{E^{(1)}}$ за умов повного та неповного контакту берегів розрізу.

Методом дихотомії визначається величина і положення зони контакту.

Результати числового розрахунку. Характеристики досліджуваних ортотропних матеріалів і лінії, які відповідають цим матеріалам на рисунках, подано в таблиці 1.

Для ортотропної пластинки з круговим отвором і ізотропного пружного диска в центрі якого прикладено зосереджену силу X_0 , встановлено величину граничного кута зони розрізу для якого точка розмикання зони контакту збігається з кінцем розрізу. Для цього випадку досліджено вплив ортотропії матеріалу на напружений стан пластинки і диска. Результати числового розрахунку нормальних, дотичних та кільцевих зусиль на контурі отвору пластинки і диска при $k = 1$, $\nu^{(1)} = 0.3$ проілюстровано на рис. 2-3. Для відповідного матеріалу пластинки в таблиці 2 подано величини граничного кута зони розрізу та значення нормальних зусиль в центрі ділянки контакту і спаю.

Характеристики досліджуваних ортотропних матеріалів

Матеріал пластинки	β_{11}	β_{22}	ν_x	E_x/E_y	Вид лінії
Епоксид-графіт	0.143	1.401	0.010	1/25	---
Епоксид-скло	0.440	1.310	0.083	1/3	-·-·-·-·-
Ізотропний	1	1	0.300	1	=====
Скло-епоксид	2.271	0.762	0.250	3	-·-·-·-·-
Графіт-епоксид	6.999	0.714	0.250	25	-----

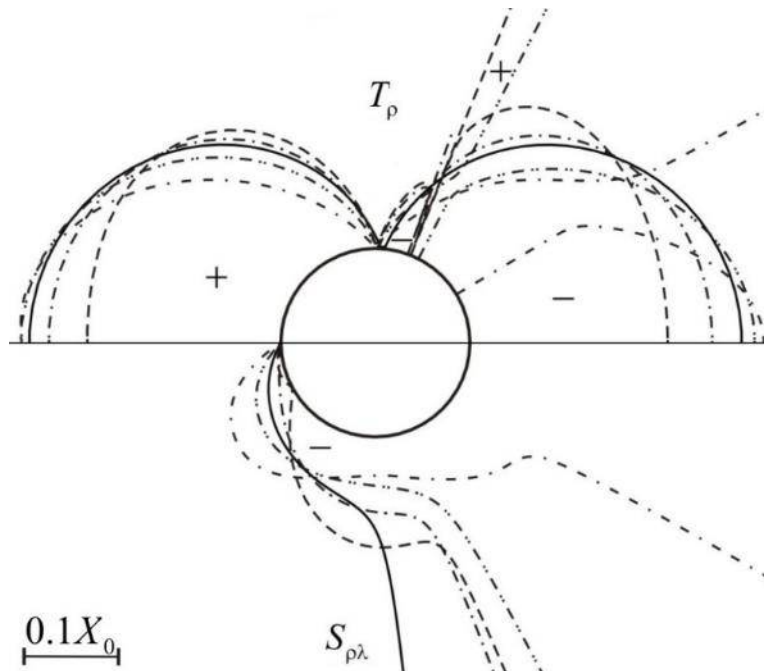


Рис. 2. Розподіл нормальних і дотичних зусиль при $k = 1$

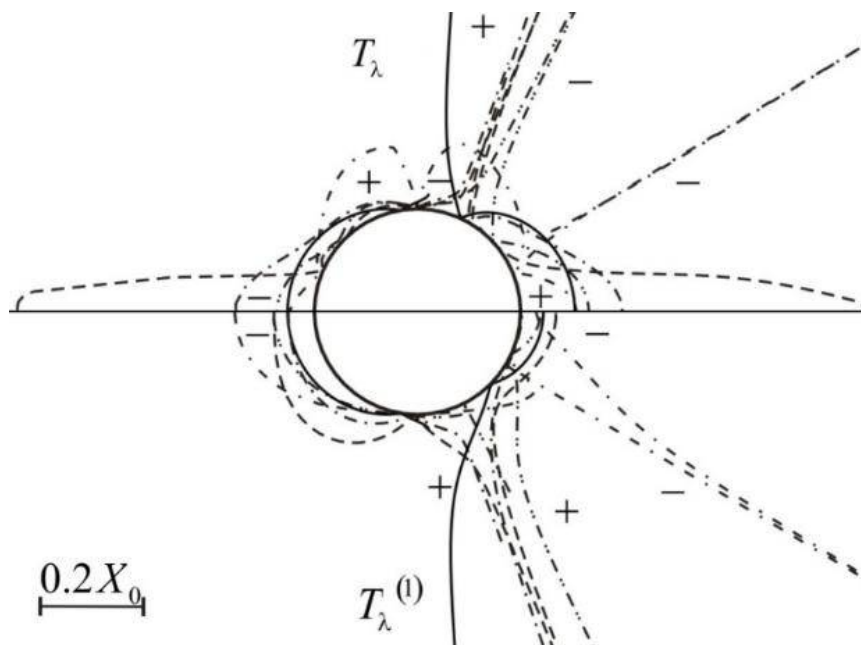


Рис. 3. Розподіл кільцевих зусиль T_λ для пластинки та $T_\lambda^{(1)}$ для пружного диска при $k = 1$

Результати розрахунку величин α_0 і T_ρ

Матеріал пластинки	α_0 (град)	$T_\rho (\lambda = 0)$	$T_\rho (\lambda = \pi)$
Епоксид-графіт	68.03	-0.2093	0.2052
Епоксид-скло	69.94	-0.2564	0.2457
Ізотропний	84.50	-0.2876	0.2662
Скло-епоксид	62.91	-0.3013	0.2750
Графіт-епоксид	30.88	-0.3110	0.2765

Висновки. В даній роботі розглянуто задачу про контакт берегів розрізу між ортотропною пластинкою з круговим отвором і круглим ізотропним пружним диском за умов дії зосередженого силового навантаження в центрі диска. Встановлено величину граничного кута зони розрізу для якого розмикання повного контакту відбувається в кінцевих його точках. Досліджено вплив ортотропії матеріалу на напружений стан пластинки і диска.

Аналіз результатів числових розрахунків приводить до таких висновків: при збільшенні відношення E_x/E_y спостерігається плавне зростання значень T_ρ у центрі зони контакту і спаю; вплив ортотропії матеріалу на розподіл контактних зусиль в зоні контакту і спаю незначний; внаслідок дії зосередженої сили X_0 на пружний диск у напрямку осі симетрії колового розрізу, ортотропія матеріалу пластинки дає найбільший вплив на кільцеві зусилля T_λ ; доцільно в сучасній інженерній практиці, використовувати ортотропні матеріали для яких $E_x/E_y > 1$, задля збільшення міцності пластинчастої конструкції.

Список використаних джерел:

1. Гриліцький Д.В., Луцишин Р.М. Напруження в пластинках з коловою лінією розмежування граничних умов. Львів: Вища школа, 1975. 115 с.
2. Гриліцький Д.В., Луцишин Р.М. Напряженное состояние анизотропной пластинки с впаянным изотропным ядром при наличии разрезом на спае. Изв. АН СССР. Механика твердого тела, 1962. №2. С. 159 – 165.
3. Сяський А.О., Шинкарчук Н.В. Мішана контактна задача для ортотропної пластинки з еліптичним отвором і жорсткого диска. Вісник Тернопільського національного технічного університету. Тернопіль, 2010. Т.15, №4. С. 7 – 13.
4. Сяський А.О., Шинкарчук Н.В., Кот В.В. Напружений стан кусково-однорідної ізотропної пластинки з коловим розрізом. Вісник Тернопільського національного технічного університету. Тернопіль, 2014. №4 (76). С. 63 – 70.
5. Сяський А.О., Шинкарчук Н.В. Мішана контактна задача для пластинки з криволінійним отвором і жорсткого диска. Волинський математичний вісник. Серія прикладна математика. 2010. Вип. 7 (16). С. 199 – 209.
6. Мусхелишвили Н.И. Некоторые основные задачи математической теории упругости. М.: Наука, 1966. 708 с.
7. Сяський В.А. Вплив тертя на розподіл напружень при контакті гладких циліндричних тіл і штампів з кутовими точками. Волинський математичний вісник. Рівне, 1999. Вип. 6. С. 127 – 134.
8. Лехницький С.Г. Анизотропные пластинки. М.: Гостехиздат, 1957. 464 с.
9. Шинкарчук Н.В. Односторонній контакт ізотропної пластинки з коловим отвором і пружного диска. Наукові нотатки : Міжвузівський збірник (за напрямом «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та матеріалознавство»). Луцьк: Луцький національний технічний університет, 2014. Вип. 44. С. 296 – 301.
10. Сяський А.О., Шинкарчук Н.В. Мішана контактна задача для пластинки з криволінійним отвором і жорсткого диска. Волинський математичний вісник. Серія прикладна математика. 2010. Вип. 7 (16). С. 199 – 209.

Рецензент: Турбал Юрій Васильович, завідувач кафедри комп'ютерних наук та прикладної математики Національного університету водного господарства та природокористування, доктор технічних наук, професор.

Р. М. Пастернак

Луцький національний технічний університет

ПОРІВНЯННЯ КІНЕМАТИКИ РЕЛЯТИВІСТСЬКИХ ЧАСТИНОК У ПРОСТОРІ-ЧАСІ ТА ЕВКЛІДОВОМУ 4-ПРОСТОРІ

Запропоновано геометричне трактування кінематики частинок темної матерії і темної енергії в евклідовому 4-просторі та схему синтезу з них лептонів і нуклонів. Введено поняття космічних та супутніх з розширенням Всесвіту систем координат. Показано, що накладене на частинки обмеження займати лише частину площини Мінковського в просторі-часі фізично не обґрунтоване. На прикладі задачі про перегони продемонстровано відмінності кінематики частинок в просторі-часі та евклідовому 4-просторі. Отримано підтвердження, що хід метричного часу збігається з ходом абсолютного часу класичної механіки і безпосередньо пов'язаний зі швидкістю розширення Всесвіту.

Ключові слова: темні частинки, супутня система координат, власний напрям системи координат.

R. Pasternak

COMPARISON OF THE KINEMATICS OF RELATIVISTIC PARTICLES IN SPACE-TIME AND EUCLIDIAN 4-SPACE

A geometric interpretation of the kinematics of dark matter and dark energy particles in Euclidean 4-space and a scheme for synthesizing leptons and nucleons from them are proposed. The concept of cosmic and coordinate systems accompanying the expansion of the Universe is introduced. It is shown that the restriction imposed on particles to occupy only a part of the Minkowski plane in space-time is not physically justified. The differences in the kinematics of particles in space-time and Euclidean 4-space are demonstrated using the example of the race problem. Confirmation is obtained that the course of metric time coincides with the course of absolute time in classical mechanics and is directly related to the rate of expansion of the Universe.

Keywords: dark particles, co-occurring coordinate system, proper direction of the coordinate system.

Постановка завдання. Порівняти кінематику релятивістських частинок у просторі-часі [1] та евклідовому 4-просторі [2], показати тотожність абсолютного часу класичної механіки і метричного часу релятивістської механіки частинок змінної маси (МЗМ) [2].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В [1] показано, що величина 4-швидкості усіх частинок на світовій лінії в просторі-часі однакова і не залежить від напрямку їхнього поширення. У [2] висунули гіпотезу, що причиною однакових величин 4-вимірних швидкостей релятивістських частинок є розширення Всесвіту. Побудована на основі простору-часу польова Стандартна космологічна модель (Λ CDM) [1] та порівняння результатів розрахунків з астрономічними спостереженнями показали, що кривина Всесвіту практично відсутня: $\Omega_k = (0,001 \pm 0,002)$ [3]. Додатково виявилось, що простір-час (в енергетичному вимірі) на 95 % заповнений неспостережуваними візуально (темними) матерією та енергією [3]. Серед недоліків Λ CDM-моделі виявилось протиріччя Габбла [4], як наслідок неузгодження системи координат простору-часу з властивостями симетрії Всесвіту. Використання 4-вимірної геометрії (на відміну від тривимірної простору-часу) і внутрішнє означення ходу часу [2] дають ширші можливості аналізу та інтерпретації релятивістських процесів з різновимірними частинками [5].

Метою даної роботи є надання фізичного змісту перетворенням Лоренца та розвиток апарату релятивістської механіки в адекватній їй 4-вимірній геометрії.

1. Частинки та їхні координати в 4-просторі

1.1. Космічні системи координат. Відповідно до космологічного принципу [4] та поданої в [2] моделі, Всесвіт центральносиметричний, однорідний, ізотропний та рівномірно розширюється без обертання. Зважаючи на властивості симетрії, початок системи координат в евклідовому просторі \mathcal{R}^4 з ортами $(\vec{\zeta}, \vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ природно розміщувати в центрі симетрії (полюсі) Всесвіту. Враховуючи центральну симетрію, систему координат доповнюють поняттям власного напрямку $\vec{\zeta}$, який збігається з напрямом радіус-вектора спостерігача та називають космічною (КСК) [2]. Для зручності подальших трактувань власний напрям будемо також називати *вертикальним* (темним, візуально неспостережуваним), а ортогональну до нього гіперповерхню (об'єм) з ортами $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ – *горизонтальною* (візуально спостережуваною).

1.2. Метричний час. 4-швидкість та її складові в КСК. Нехай траєкторія частинки є аналітичною вектор-функцією $\vec{R}(\chi)$ скалярного параметра $\chi = ct$, пропорційного часу t [2]. Відповідно до означення [6] вектор 4-швидкості частинки дорівнює:

$$\vec{V}(t) = \frac{d\vec{R}}{dt} = c \frac{d\vec{R}}{d\chi} = c\vec{\xi}. \quad (1)$$

Тут скаляр $c = const$, а $\vec{\xi}$ – одиничний 4-вектор напрямку дотичної до траєкторії частинки. Зважаючи, що прирости часу t пропорційні метричній мірі $dR = cdt$ простору \mathfrak{R}^4 , означений так час називають *метричним* [2]. Отже, величини 4-швидкості усіх частинок однакові, дорівнюють c і не залежать від напрямку їхнього поширення. Відповідно, 4-швидкість \vec{V} та 4-пришвидження \vec{A} частинок ортогональні: $(\vec{V}, \vec{A}) = 0$.

Скориставшись записом елементарного переміщення частинки з виділеними вертикальною та горизонтальною складовими $d\vec{R} = ds\vec{\zeta} + d\vec{r}$, представимо 4-вектор \vec{V} сумою \vec{v}_0 вертикальної та \vec{v} горизонтальної складових 4-швидкості:

$$\vec{V} = \vec{\zeta} \frac{ds}{dt} + \frac{d\vec{r}}{dt} = \vec{\zeta}v_0 + v\vec{\tau}. \quad (2)$$

Тут $\vec{\tau}$ – одиничний вектор напрямку горизонтальної складової швидкості частинки. Зважаючи, що $(\vec{\xi}, \vec{\zeta}) = \cos \alpha$, де α – (введений Дж. Бредлі) кут астрономічної аберації [4], перепишемо вирази для величин складових 4-швидкості частинок у зручній для геометричної інтерпретації формі:

$$v_0 = c \cos \alpha; \quad v = c \sin \alpha. \quad (3)$$

На доповнення до метричного, в кожній з КСК існує поняття часу Габбла t_H [2], що відповідає часовій відстані від полюсу Всесвіту до його конкретної точки $s = ct_H$ [2], де стала c збігається зі швидкістю розширення Всесвіту. (Додамо, що хід часу Габбла збігається з ходом власного часу частинок на світовій лінії простору-часу.)

1.3. Спостережувані та неспостережувані (темні) частинки. В евклідовому 4-просторі дискретної МЗМ [2] холодній темній матерії [1] (ефіру Лоренца у трактуванні [2]) ставлять у відповідність одновимірні (скалярні) фундаментальні частинки (DaM), а темній енергії – тривимірні (векторні) фундаментальні частинки (DaE) [1] (носії електромагнетної та, гіпотетично, гравітаційної взаємодій). Частинки DaM та DaE ортогональні, тому, як правило, не взаємодіють між собою. У роботі [2] виходять з гіпотези, що первісно 4-простір був заповнений хаосом фундаментальних частинок DaM та DaE. Високоенергетичні зустрічні фундаментальні частинки гіпотетично могли взаємно перетворюватися $DaE+DaE \leftrightarrow DaM+DaM$, перерозподіляючи енергію рівномірно по чотирьох ступенях вільності. Тобто, на одновимірні DaM припадало 25 %, а на тривимірні DaE – 75 % густини енергії [3].

Крім названих DaM та DaE, Λ CDM-модель [1] допускає існування гібридних чотиривимірних (спостережуваних) частинок (яких в енергетичному вимірі біля 5 % [3]), більшість з яких утворилися в процесі Великого Вибуху у результаті об'єднання частинок DaM та DaE [4]. Якщо в [5] класи елементарних частинок розрізняють за числом спінових поляризацій, то в [2] запропоновано їх альтернативне трактування: DaM – одновимірні частинки зі спіном нуль, DaE – тривимірні частинки зі спіном одиниця, а чотиривимірні – зі спіном $\frac{1}{2}$ [2].

Відповідно до законів збереження енергії та векторів 4-імпульсу частинок, у результаті Великого Вибуху [4] із DaE могли утворюватися парні лептони за схемою [2]: $DaE+DaE \leftrightarrow$ електрон + позитрон (ефект Швінгера [5]) (енергія зв'язку між DaM та DaE в електрона та позитрона дорівнює половині енергії спокою електрона).

У [2] допускають, що нуклони могли утворюватися в результаті дисоціації частинок DaE під дією частинок DaM на два віртуальні фрагменти – двовимірний глюон та одновимірний залишок; спостережуваними є лише їхні комплекси (колірний конфайнмент [5]). Синтез нуклонів міг відбуватися з трьох DaM та трьох DaE – $3 DaM+3 DaE \rightarrow$ нуклон+DaE за наведеною на рис. 1 схемою. При цьому виділяється енергії зв'язку, що еквівалентна енергії частинки DaE. У [5] віртуальним компонентам нуклона відповідають три кварки – гібриди глюона та DaM, як наведено

на рис. 2. У [2] аромати кварків та кольори глюонів [5] пов'язують з різними енергіями та просторовою орієнтацією їхніх складових. Взаємоперетворення DaM та DaE можна спостерігати, наприклад, при взаємодії високоенергетичних протонів: $p + p \rightarrow p + p + p + \bar{p}$ [5] з породженням антипротона \bar{p} (аналогічно до описаної вище енергії зв'язку електрона).

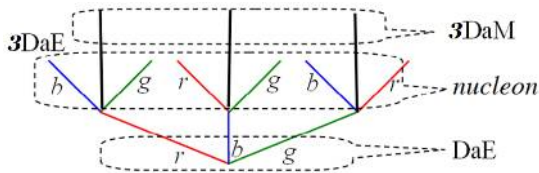


Рис. 1. Схема синтезу нуклона

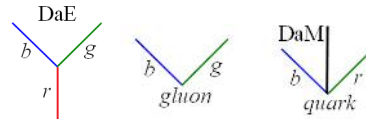


Рис. 2. Схеми частинок DaE, глюона і кварка

2. Порівняння кінематики частинок в евклідовому 4-просторі та просторі-часі

2.1. Площина переміщень в евклідовому 4-просторі. Виділимо в просторі \mathcal{R}^4 векторами $\vec{\tau}$ і $\vec{\zeta}$ площину, як подано на рис. 3, де наведено ділянки траєкторій однакової довжини (відповідають проміжку метричного часу $2t_1$) трьох різних за властивостями частинок. Відповідно до симетрії Всесвіту та (1), траєкторія частинок холодної темної матерії лежить виключно у вертикальному напрямі (повністю відсутня горизонтальна складова швидкості – $\alpha = 0$), а траєкторія частинок DaE ортогональна до траєкторії частинок DaM, тобто лежить в горизонтальній гіперплощині (виключно при $\alpha = \pi/2$). Спінори, що містять як DaM так і DaE частинки, займають весь 4-простір (за виключенням напрямів $\alpha = 0$ та $\alpha = \pi/2$), тобто третя частинка здійснює зворотно-поступальний рух в горизонтальній гіперплощині з незмінною за величиною швидкістю v та поступальний рух вздовж вертикального напрямку зі швидкістю \vec{v}_0 .

Нехай в початковий момент усі три частинки знаходяться в околі точки A з координатами $\{0, 0\}$. Ділянки траєкторії DaM відповідає відрізок AE , DaE – відрізок AF , а складовими траєкторії спінора – ламана лінія ABD , що містить розміщені під кутом α до власного напрямку $\vec{\zeta}$ КСК два прямолінійні відрізки AB та BD . За проміжок часу t_1 спінор переміститься в точку простору з координатами $\{ct_1 \sin \alpha, ct_1 \cos \alpha\}$, а на ділянці траєкторії BD в точку: $\{0, 2ct_1 \cos \alpha\}$. Отже, прирости часу Габбла для трьох частинок різні: для DaM він збігається з метричним $\Delta t_{H1} = 2ct_1$, для DaE відсутній, а для спінора дорівнює $\Delta t_{H3} = 2t_1 \cos \alpha$.

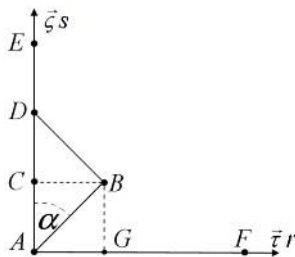


Рис. 3. Ділянки траєкторій трьох різних типів частинок.

2.2. Супутня система координат. Площина Мінковського. Позначимо аббревіатурою КСК_C окрему КСК, що пов'язана з власним радіус-вектором спостерігача та наведемо її інтерпретацію як аналог простору-часу супутньої з розширенням Всесвіту системи координат (ССК). Нехай орти $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$ у КСК_C збігаються з відповідними ортами ССК простору-часу, а вісь координатного (габблогового) часу ССК відкладена вздовж власного напрямку $\vec{\zeta}_C$ КСК_C. Покажемо, що особливість простору-часу полягає у використанні проекції четвертого виміру на власний напрям $\vec{\zeta}_C$ КСК_C.

Оскільки власним часом світової лінії (координатним) [2] є час Габбла t_H , запишемо вектор 4-швидкості \vec{V}_H частинки, визначеної за цим часом:

$$\vec{V}_H = \frac{d\vec{V}}{dt} \frac{dt}{dt_H} = c\vec{\zeta}_H + ctg\alpha\vec{\tau}_H = \vec{v}_{0H} + \vec{v}_H. \quad (4)$$

Тут \vec{v}_{0H} та \vec{v}_H – неспостережувана та спостережувана складові 4-швидкості \vec{V}_C , що визначені за часом Габбла. Зважаючи, що при $\alpha > \pi/4$ величина $v_H = c \operatorname{tg} \alpha > c$, у спеціальній теорії відносності (СТВ) [1] зміни кута α обмежують $\alpha < \pi/4$. Насправді, швидкість v_H є лише проміжною змінною при перетвореннях Лоренца, отже обмеження $\alpha < \pi/4$ введено штучно.

Якщо прямий перехід від метричного часу до координатного однозначний, то зворотна процедура, тобто перехід від координатного часу до метричного, неоднозначна – одному координатному часу може відповідати безліч метричних часів різних частинок. Більше того, якщо використання координатного часу призводить до моделі Всесвіту у формі сферичної поверхні, то в МЗМ Всесвіт моделюють сферою, що заповнена матеріальними частинками [2].

2.3. Тракткування перетворень Лоренца в евклідовому 4-просторі. Запропонований Г. А. Лоренцом спосіб деформації інтервалів полягає у відновленні повної довжини траєкторії та містить два етапи. На першому траєкторію частинки проєктують на радіус-вектор спостерігача та отримують залежність проєкцій ділянок траєкторій за часом Габбла:

$$ds(t_H) = dR(t)(\vec{\xi}, \vec{\zeta}) = dR(t) \cos \alpha. \quad (5)$$

На другому етапі вираз (5) деформують так, щоб отримати залежність довжини $\ell(t)$ траєкторії частинки від метричного часу t :

$$d\ell(t) = \frac{ds(t_H)}{\cos \alpha} = \gamma ds(t_H) = dR(t). \quad (6)$$

Тут $\gamma = (\cos \alpha)^{-1}$ – Лоренц-фактор.

3. Кінематика перегонів у класичній та релятивістській механіках

Вперше задачу про перегони сформулював в VI ст. до н. е. Зенон Елейський для умовних Ахілла та черепахи, тому надалі будемо використовувати саме такі назви для матеріальних точок та запропонований ним спосіб розв’язку [7]. Нехай задано величини однакових за напрямом швидкостей v_A Ахілла та v_T черепахи і початкову відстань a між ними. Необхідно визначити проміжок часу, протягом якого Ахілл наздожене черепаху.

3.1. Класична кінематика перегонів. Оскільки перегони відбуваються вздовж прямої, Ахілл подолає відстань a за проміжок абсолютного часу класичної механіки $t_1 = a/v_A$. За той же проміжок часу черепаха відповзе на відстань $b = v_T t_1 = a(v_T/v_A)$, що в $q = v_T/v_A$ разів відрізняється від початкової відстані a між ними, тобто $b = qa$. На другій ітерації, за проміжок часу $t_2 = b/v_A = qt_1$, Ахілл подолає відстань b , натомість черепаха відповзе на відстань $c = v_T t_2 = t_1 q^2$. Нев’язку доведеться долати нескінченне число разів, а час погоні складе:

$$T = t_1(1 + q + q^2 + \dots + q^n), \text{ де } n \rightarrow \infty. \quad (7)$$

3.2. Кінематика перегонів у МЗМ. У просторі \mathcal{R}^4 задачу про перегони геометрично моделюють прямолінійними траєкторіями на площині $\{\vec{i}, \vec{\zeta}\}$. На рис. 4 наведено суміщені схеми траєкторій Ахілла та черепахи на першій ітерації (для економії місця рисунок повернуто на $\pi/2$).

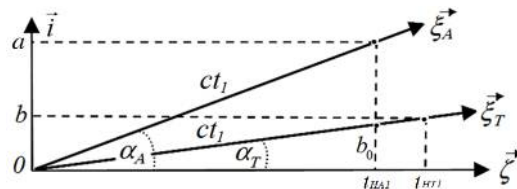


Рис. 4. Геометрична схема першої ітерації

Відповідно до (3), траєкторія Ахілла у КСК складає з його власним напрямом $\vec{\zeta}$ кут α_A , траєкторія черепахи – кут α_T [2]. Форма запису величини горизонтальної складової 4-швидкості \vec{v}_A Ахілла вздовж орта \vec{i} збігається з класичною [7]

$$v_A = c \sin \alpha_A = c \frac{a}{ct_1} = \frac{a}{t_1}, \quad (8)$$

© Р. М. Пастернак

а проміжок метричного часу t_1 , протягом якого Ахілл подолає відстань a в напрямі орта \vec{i} , також збігається з відповідним у класичній механіці $t_1 = a / v_A$. Горизонтальна складова швидкості черепахи дорівнює $v_T = c \sin \alpha_T$, тому за час t_1 вона долає в напрямі орта \vec{i} відстань

$$b = v_T t_1, \quad (9)$$

що збігається з наведеною вище класичною.

Величини горизонтальних переміщень після кожної наступної ітерації будуть в $q = b/a$ разів відрізнятись від відповідних величин на попередній ітерації

$$q = \frac{b}{a} = \frac{v_T t_1}{v_A t_1} = \frac{v_T}{v_A} = \frac{\sin \alpha_T}{\sin \alpha_A}, \quad (10)$$

а вираз для метричного часу T перегонів не відрізнятиметься від виразу (7). Тобто, хід метричного часу МЗМ збігається з ходом абсолютного часу класичної механіки:

$$T = \frac{t_1}{1 - q} = \frac{a}{c(\sin \alpha_A - \sin \alpha_T)} = \frac{a}{v_A - v_T}. \quad (11)$$

3.3. Назад, до стартів. Розглянемо усю ділянку перегонів від стартів до фінішу за умови $cT \ll R_H$, де R_H – радіус Габбла [4] (квазістаціонарність Всесвіту). Якщо в класичній механіці точки старту та фінішу бігунів перебувають на одній прямій, то на площині $\{\vec{i}, \vec{\zeta}\}$ в просторі \mathfrak{R}^4 траєкторії Ахілла та черепахи перетинаються лише в точці фінішу F , як наведено на рис. 5. Тут S_A – точка старту Ахілла, S_T – точка старту черепахи.

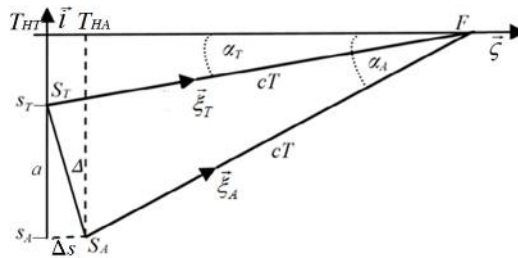


Рис. 5. Траєкторії бігунів на площині $\{\vec{i}, \vec{\zeta}\}$ 4-простору.

Нехай старту та фініш перегонів відбувалися в одній КСК_C спостерігача. Оскільки за час T перегонів Ахілл подолав відстань $a_A = v_A T$ у напрямі \vec{i} , а черепаха – $a_T = v_T T$, то початкова відстань між ними в напрямі орта \vec{i} складала класичну $a = (v_A - v_T) T$. Із рис. 5 видно, що при однакових проміжках метричного часу T бігунів часи Габбла $T_{HA} = T \cos \alpha_A$ Ахілла та $T_{HT} = T \cos \alpha_T$ черепахи відрізняються, причому їхня різниця складає

$$\Delta T_H = (T_{HT} - T_{HA}) = T(\cos \alpha_A - \cos \alpha_T), \quad (12)$$

а відносна різниця часів Габбла

$$\frac{\Delta T_H}{T} = 2 \sin \frac{\alpha_A - \alpha_T}{2} \sin \frac{\alpha_A + \alpha_T}{2} \quad (13)$$

досягає максимального значення одиниці при $\alpha_A = \pi/2$ та $\alpha_T = 0$. Оскільки додатково відбулась зміна відстані між Ахіллом та черепахою вздовж власного напрямку КСК_C на величину $\Delta s = c \Delta T_H$, сумарна початкова відстань між бігунами у просторі \mathfrak{R}^4 складала:

$$\Delta = \sqrt{a^2 + \Delta s^2} = \sqrt{2} a \sqrt{1 + \cos(\alpha_A - \alpha_T)}. \quad (14)$$

У двох суддів на роздільних стартах S_A , та S_T (їхні проєкції на горизонтальний напрям позначено символами s_A та s_T) виникають проблеми з синхронізацією годинників, подолати які можна, використовуючи поняття проміжків однакового часу Габбла від полюсу Всесвіту до точок стартів (цей алгоритм тут не розписано).

Висновки

Показано, що різноманіття частинок може бути породжене двома типами темних частинок DaM та DaE. Накладені в просторі-часі обмеження на частинки займати всю площину Мінковського фізично не обґрунтовані. На прикладі задачі про перегони продемонстровано переваги інтерпретації кінематики частинок у 4-просторі поряд з простором-часом Мінковського. Отримано підтвердження, що хід метричного часу збігається з ходом абсолютного часу класичної механіки і безпосередньо пов'язаний зі швидкістю розширення Всесвіту.

Література

1. Soffel, M., Han, W. Applied General Relativity. Springer, 2019, 535 p.
2. Пастернак, Р.М. Структура Всесвіту в чотиривимірному просторі. Наукові нотатки №77, 2024, с. 7-12. DOI 10.36910/775.24153966.2024.77.1.
3. Aghanim, N. et al. [Planck 2018 results] Astronomie & Astrophysics, Volume 641, id.A6, 67 pp. arXiv:1807.06209v4 [astro-ph.CO] 9 Aug 2021.
4. Weinberg, S. Cosmology. Oxford University Press, 2008, 612 p.
5. Derdzinski, A. Geometry of the Standard Model of Elementary Particles. Springer, Berlin, 1992, 197 p.
6. Lipman, B. Calculus, V2. Holt Inc., New York, 1969, 932 p.
7. Gorben, H.C., Stehle, P. Classical Mechanics. Dover Publications, New York, 1994, 389 p.

В. В Кушнір

Інститут проблем матеріалознавства ім. І. М. Францевича НАН України

TiN/TiB₂ КЕРАМІЧНІ КОМПОЗИТИ – СУЧАСНІ ПІДХОДИ ОТРИМАННЯ ТА МЕХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ

Проведено огляд методів отримання та механічних властивостей композитів TiN/TiB₂. Показано переваги іскро-плазмового спікання та вплив режимів спікання на рівномірний розподіл та зменшення розміру зерен, що в свою чергу впливає на механічні властивості. Встановлено, що властивості композиту TiN/TiB₂ залежать від співвідношення компонентів TiN і TiB₂. При оптимальному співвідношенні 60 мас.% TiB₂ і 40 мас.% TiN, композит, отриманий методом ІПС, досягає твердість 22,8 ГПа та міцність на вигин ~217 МПа, що є дуже високим значенням для таких композитів. Для досягнення високої тріщиностійкості рекомендується використовувати склади з 70–80 об.% TiB₂, де твердість досягає максимуму (~26,3 ГПа), але зменшується в'язкість руйнування до 4,5 МПа·м^{1/2}. Встановлено вплив добавок на процес консолідації та механічні властивості.

Ключові слова: TiN, TiB₂, TiN/TiB₂ композити, керамічні матричні композити, механічні властивості, гаряче пресування, іскро-плазмове спікання.

V. V. Kushnir

TiN/TiB₂ CERAMIC COMPOSITES – MODERN PRODUCTION APPROACHES AND MECHANICAL PROPERTIES

This review examines the methods for obtaining TiN/TiB₂ composites and their mechanical properties. It highlights the benefits of spark-plasma sintering (SPS) and how different sintering methods affect the uniformity of distribution and reduction in grain size, which in turn influences mechanical properties. The study confirms that the TiN/TiB₂ composite's mechanical characteristics depend on the ratio of the TiN and TiB₂ components. When the ratio is optimized to 60 wt.% TiB₂ and 40 wt.% TiN, the composite achieved through the SPS method, demonstrates a hardness of 22.8 GPa and a bending strength of 217 MPa, indicating a notably high performance for this type of composite. For improved crack resistance, it is recommended to use compositions with 70–80 vol.% TiB₂, as this results in peak hardness around 26.3 GPa, although fracture toughness decreases to 4.5 MPa·m^{1/2}. The role of additives in both the consolidation process and the mechanical properties has been assessed.

Keywords: TiN, TiB₂, TiN/TiB₂ composites, ceramic matrix composites, mechanical properties, hot pressing, spark plasma sintering.

Вступ.

Композитні матеріали диборид титану (TiB₂) і нітрид титану (TiN) високо цінуються за їх виняткові механічні властивості, включаючи високу твердість, модуль пружності та чудову зносостійкість. Композити демонструють високу тепло- та електропровідність, що обумовлює їх придатність для різноманітних промислових застосувань, таких як ріжучі інструменти, зносостійкі деталі та високотемпературні конструкційні матеріали. Даний огляд зосереджено підходам отримання композиту TiN/TiB₂ з готових порошків TiN та TiB₂ методами спікання без тиску, гарячого пресування (ГП), іскро-плазмового спікання (ІПС). Також розглядається вплив різних добавок на властивості, базуючись на ключових дослідженнях, щоб забезпечити повне розуміння синтезу, властивостей і потенційних можливих застосувань композитів TiB₂-TiN. Дослідження показують, що оптимізація вмісту TiB₂ і TiN, а також додавання добавок істотно впливає на щільність, твердість, міцність на вигин і в'язкість руйнування композитів. Контрольовані умови синтезу мають вирішальне значення для запобігання небажаним реакціям і досягнення однорідної мікроструктури з високими механічними властивостями.

Основні характеристики TiN, TiB₂ та TiN/TiB₂

TiN: Нітрид титану широко використовують як тонкі плівки та покриття для підвищення зносостійкості різального інструменту, штампів за рахунок того, що TiN має значну твердість (~ 12 ГПа), високу зносостійкість, високу температуру плавлення (~ 3000 °C), корозійну стійкість і високу питому міцність. Завдяки високій електропровідності (питомий електричний опір ~ 1-2·10⁻⁸ Ом·м, що на рівні металів) і чудової термостійкості (~ 29 Вт·м⁻¹·К⁻¹), TiN є придатним для електроерозійної обробки для компонентів складної форми, і для виробництва високотемпературних компонентів. [1, 2, 3] Проте, через високу температуру плавлення та ковалентний зв'язок виникають певні труднощі при створенні повністю щільної TiN кераміки.

Також на поведінку спікання сильно впливає кількість кисню, та наявність інших різних домішок [1].

TiB₂: Диборид титану (TiB₂) розглядається як основний матеріал який має високу температуру плавлення (>3000°C), хороший опір повзучості, високу твердість (приблизно 25–35 ГПа), яка зберігається до високої температури, добру теплопровідність (~65 Вт·м⁻¹·К⁻¹), високу електропровідність і значну хімічну стабільність. Ця комбінація властивостей обумовлює перспективність TiB₂ в якості матеріалу для важких умов експлуатації, особливо при підвищених температурах з привабливими вогнетривкими властивостями. Хімічна інертність при високих температурах і хороша електропровідність (питомий електричний опір ~ 13·10⁻⁸ Ом·м) TiB₂ є привабливими для спеціальних електричних застосувань, напр. катода для електроплавки алюмінію або випаровувальних елементів для установок вакуумного осадження металу.

Відносно низька в'язкість руйнування монолітного TiB₂ (~ 5 МПа м^{1/2}) і його чутливість до повільного зростання докритичної тріщини обмежують його використання в багатьох інженерних застосуваннях. [4, 5, 6, 7]. Низький коефіцієнт самодифузії, разом з високою температурою плавлення, також є фізичним підґрунтям низької активності чистого TiB₂ під час ущільнення. Чистий TiB₂ не виявляє пластичного деформування і повзучості навіть за дуже високих температур через його природний високий бар'єр Пайерлса для руху дислокацій [7]. Тому для спікання TiB₂ використовують такі методи, як гаряче пресування (ГП), гаряче ізостатичне пресування (ГІП), ІПС та синтез горіння під високим тиском, за температур понад 2000 °С [4, 5, 6, 8].

TiN/TiB₂: Композити TiN–TiB₂, враховуючи значно різні властивості TiN та TiB₂ високу твердість, відмінну хімічну та термічну стабільність, мають великий потенціал застосування як високотемпературна конструкційна кераміка, деталі реактивних двигунів, броне плити, ріжучі інструменти, тиглі, броньові матеріали та інші зносостійкі матеріали [9, 10]. Крім того, висока електро- та теплопровідність компонентів обумовлює привабливість кераміки TiN–TiB₂ для функціонального застосування у високоефективних електричних системах, зокрема в якості електродів для електролізу розплавів [7, 11, 12, 13]. Однак, як TiN, так і TiB₂, композити на їх основі демонструють погану спроможність до спікання [11].

TiB₂, як зазначено вище, є тугоплавкою сполукою з дуже високою температурою плавлення, високим модулем пружності та високим бар'єром для руху дислокацій, через що TiB₂ не деформується навіть при дуже високих температурах. Температура плавлення, TiN майже така ж як і у TiB₂, однак його модуль пружності та твердість нижчі порівняно з TiB₂, і TiN пластично деформується при високих температурах. Тому вважається, що поєднання TiB₂ і TiN у композитний матеріал може дати унікальну комбінацію високотемпературної твердості та стабільності з адекватною пластичністю/в'язкістю руйнування [7, 11, 14].

Нітрид титану не розчиняється в дибориді, що, пов'язано з істотною структурною відмінністю цих компонентів (ГЦК та ГЦУ, відповідно). Нітрид титану має ГЦК-ґратку (типу NaCl) з переважанням іонних металевих зв'язків. Вважається, що TiN є міжвузловою фазою із змінним складом і має широку область гомогенності (10,0–22,6 мас.%). Відношення атомних радіусів азоту до титану в TiN становить 0,48 (для міжвузлових фаз згідно з правилом Хаґга це відношення має бути не більше 0,59). Отже, властивості нітриду титану залежать від співвідношення неметал/метал і від концентрації вакансій. На відміну від нітриду титану, диборид титану є фазою з вузькою областю гомогенності, яка є проміжною між інтерметалідними фазами з металевими зв'язками строго заданим складом і міжвузловими фазами зі змінним складом. Відношення атомних радіусів бору до титану становить 0,62 (більше за 0,59). Диборид титану має гексагональну ґратку (тип AlB₁₂). Шари атомів металу чергуються з шарами атомів бору, утворюючи двовимірну гексагональну решітку та переважають ковалентні металеві зв'язки. У випадку значного дефіциту азоту і збільшенні недосконалості ґратки TiN можливе розчинення бориду, що полягає в заміщенні атомів азоту атомами бору, та може досягати до 8 мол.%. Це, в свою чергу, вказує на можливість утворення щільного композиту TiN–TiB₂, а також вірогідність уповільнення міграції границь зерен і стримування росту зерен під час спікання. Існування обмеженої взаємної розчинності бориду і нітриду відповідає визначенню композиту з керамічною матрицею [15, 16].

Методи спікання, порівняльна характеристика.

У цьому огляді наведено порівняльний аналіз складових компонентів композитів TiN/TiB₂, які отримувалися різними методами. Зібрано дані щодо щільності, твердості, модуля Юнга та тріщиностійкості, що дозволяє оцінити, який склад має найкращі властивості. Спостерігається

певна залежність зростання щільності композиту в залежності від типу спікання: вільне спікання (BC) → гаряче пресування (ГП) → іскро-плазмове спікання (ІПС).

В роботі Minoru Moriyama та ін. [17] композит TiN–TiB₂ отримували методом BC (Таб 1), в залежності від співвідношення вмісту порошків TiB₂ від 0 % до 100 % з кроком 20 % з TiN. Вихідні зразки формували при тиску 100 МПа. Встановлено, що додавання TiN в кількості від 40 до 60 мас.% сприяє досягненню високої щільності (87%) порівняно з чистими TiB₂ (74%) або TiN (83%) (рис1). Але композит з 60 мас.% TiB₂ має найкращі механічні властивості: твердість 22,8 ГПа, міцність на вигин 217 МПа та в'язкість руйнування 4,1 МПа·м^{1/2}. В порівнянні з чистим TiN, отриманого авторами, відповідні показники становлять твердість 9,9 ГПа, міцність на вигин 139 МПа та в'язкість руйнування 2,2 МПа·м^{1/2}, а для TiB₂ – 13.7 ГПа, 109 МПа та 2,1 МПа·м^{1/2}, відповідно. В той же час, композит 60 мас.% TiB₂ + 40 мас.% TiN продемонстрував значення модуль Юнга прядку 379-389 ГПа, та модуль зсуву на рівні 170-177 ГПа.

Зазначимо, що Wyzga та ін. [18] в схожих умовах BC з [17], отримали композит TiN/TiB₂ зі щільністю ~ 98 % з мікроскопічних порошків TiN та TiB₂ у пропорціях 70 мас.% до 30 мас.% і 50 мас.% до 50 мас.%, TiN до TiB₂ відповідно. Основна відмінність в умовах з [17], є те що в роботі [18] перед BC зразки піддавались ізостатичному пресуванню при 250 МПа. Композити продемонстрували вищий модуль Юнга ~ 460 МПа та в'язкість руйнування 6,4 – 6,9 МПа·м^{1/2}, водночас нижчу твердість 17,5 ГПа (рис. 2).

Також автори [18] провели порівняння властивостей для обраних композитів, отриманих методами ГП і ІПС (табл. 1).

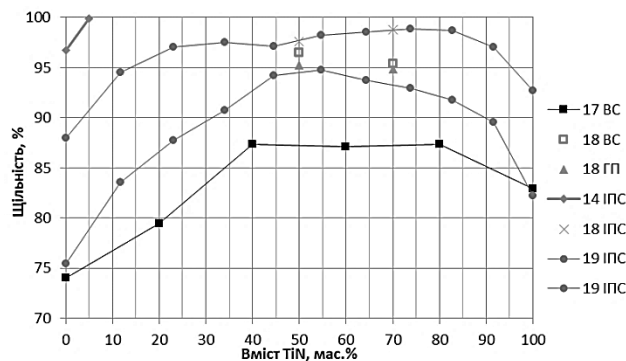


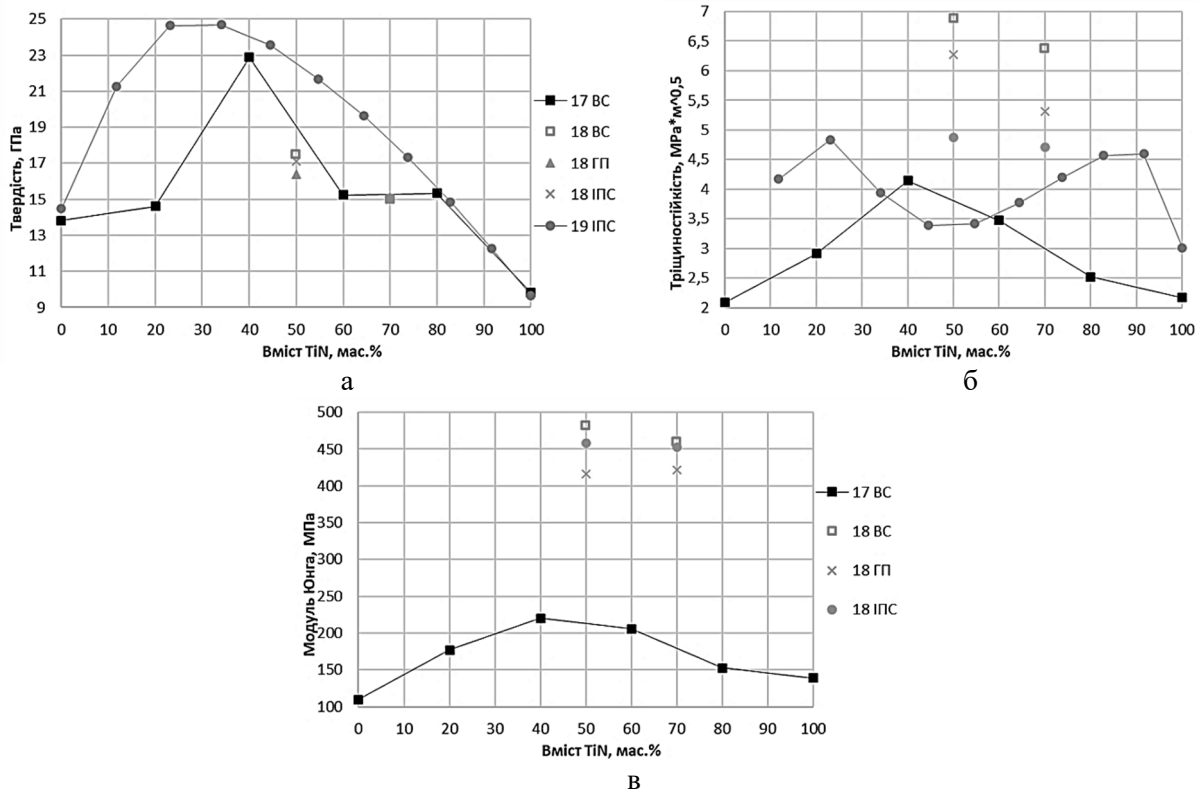
Рис. 1. Залежність відносної щільності композиту TiN/ TiB₂ різного складу від методу консолідації

Незалежно від методу отримання, зразки з більшим вмістом TiN мали більшу щільність при інших рівних умовах, при цьому найбільшу щільність було отримано методом ІПС. Але додавання TiN водночас призводить до зменшення механічних властивостей. Так, збільшення вмісту TiN призводить до зменшення твердості від 17,5 ГПа до 15 ГПа, та відбувається зменшення модуля Юнга до 416 МПа (рис 2), що у випадку ГП пояснюється утворенням мікротріщин через високий тиск під час спікання.

За схожих умов ІПС (табл. 1) Farzad Shayesteh та ін. [14], досліджували процес ущільнення чистого TiB₂ та вплив додавання 5 мас.% TiN. Показано, що додавання TiN до TiB₂ значно підвищує відносну щільність композиту ~ до 99,9% в порівнянні з 96,7% для чистого TiB₂. Встановлено зменшення розміру зерен з 9,3 мкм до ~4,8 мкм, що може позитивно впливати на збільшення міцності матеріалу. Рентгеноструктурний аналіз показав, що в зразку легovanому TiN, після спікання утворилась невелика кількість вторинної фази BN.

Kitiwan та ін. [19] досліджували вплив вмісту TiB₂ на композит TiN/TiB₂ методом ІПС за різних температурно-силових умов (табл. 1). Дослідження проводили з вмістом TiB₂ в діапазоні 0 – 100 об.% з кроком 10 %. Як і в роботі [17], автори [19] встановили, що максимальну відносну щільність демонструють зразки з містом TiB₂ 20 – 30 об.% (рис. 1). Деяке зменшення відносної щільності, автори пов'язують з утворенням hBN, виявлений лише в структурі у зразків з вмістом TiB₂ 50 – 60 об.%. Максимальна відносна щільність (рис. 1) досягається для зразків з вмістом TiB₂ 20–30 об.%, але для покращення механічних властивостей слід збільшити вміст TiB₂ до 70–80 об.%, де твердість досягає максимуму (26,3 ГПа). Високий вміст TiB₂ також сприяє збільшенню в'язкості руйнування (загальноприйнятим є те, що висока твердість призводить до зменшення в'язкості

руйнування), що є важливою характеристикою для застосувань, де потрібно витримувати механічні навантаження.



а – твердість; б – тріщиностійкість; в – модуль Юнга.
 Рис. 2. Залежність механічних властивостей композиту TiN/TiB₂ різного складу від методу консолідації

Табл. 1.

Умови отримання композитів TiN/TiB₂

Вміст TiN, мас. % / об. %	Вихідний розмір частинок, мкм		Температура °C	Швидкість нагрівання °C/хв	Час витримки, с	Тиск, МПа	Захисна атмосфера	Стаття
	TiN	TiB ₂						
Вільне спікання								
0-100	1,2	1,51	2100	-	3600	-	Ar	17
50-70/45-66	0,8-1,2	2,5-3,5	2000-2200	550	3600	-	Ar	18
Гаряче пресування								
50-70/45-66	0,8-1,2	2,5-3,5	1200-2025	-	30-40	6700	-	18
Іскро-плазмове спікання								
0-5/0-4.2	1-3	3-8	1900	-	420	40	вак.	14
50-70/45-66	0,8-1,2	2,5-3,5	1400-2100	200	300	35	N ₂	18
0-100	1,2-1,8	2-3	1500-2300	100	300	100	-	19

Для покращення здатності до спікання методом ГП Meilin Gu. та ін. [20] дослідили властивості композиту TiN/TiB₂ в залежності від кількості доданих Ni та Mo (табл. 2). З точки зору отримання щільних композитів, збільшення сумарної кількості добавок призводить до підвищення щільності (рис. 3), але водночас, спостерігається зростання розміру зерна TiB₂ фази. Так само як у [14], збільшенням вмісту TiN, зі збереженням вмісту добавок на рівні 10 об.%, призводить до зменшення розміру зерна TiB₂ фази. Найвищу міцність на вигин: 1088,2 МПа, в'язкість руйнування 7,25 МПа·м^{1/2} та твердість: 20,47 ГПа продемонстрував композит з 60 об.% TiB₂ + 30 об.% TiN з 6,5 і 3,5 об.% Ni і Mo відповідно, де збережено малий розмір частинок та високу щільність. Збільшення вмісту TiN до 40 об.% у полікристалічній кераміці сприяє поглинанню енергії руйнування, що забезпечує найвищу в'язкість руйнування 7,54 МПа·м^{1/2}, але призводить до зниження твердості до 18,51 ГПа через зменшення вмісту твердої фази TiB₂.

Враховуючи властивості композиту 60 об.% TiB₂, 30 об.% TiN Meilin Gu. та ін. у роботі [21] провели дослідження залежності властивостей композиту від температури з 1400-1600 °С та часу спікання 30-90 хв. Щільність зразка швидко збільшується зі збільшенням часу спікання, а потім процес уповільнюється, що пов'язано з різними механізмами спікання на різних стадіях спікання. Встановлено, що основним механізмом на початковому етапі є пластична течія, та на останній стадії основною стає дифузійна повзучість. Також значне збільшення щільності при 1450 °С пояснюється плавленням Ni. [21].

Міцність на згин композиту має схожий характер залежності: спочатку зростає, а потім зменшується зі збільшенням часу (температури) спікання та має максимальне значення 1200 МПа з відповідною тріщиностійкістю 7,43 МПа·м^{1/2} при температурі спікання 1470 °С та часом спікання 60 хв. (рис 4в). Зниження міцності на вигин із збільшенням часу спікання відбувається внаслідок більшого розміру та неправильної форми зерна. Швидкий і нерівномірний ріст зерен може викликати мікротріщини між зернами, що знижує міцність на вигин. В'язкість до руйнування зростає послідовно зі збільшенням часу спікання, відповідно зі збільшенням щільності. Крім того, великий розмір зерна та мікротріщини між зернами можуть перешкоджати поширенню тріщини за механізмом відхилення тріщини, що, очевидно, сприяє міцності руйнування. [21].

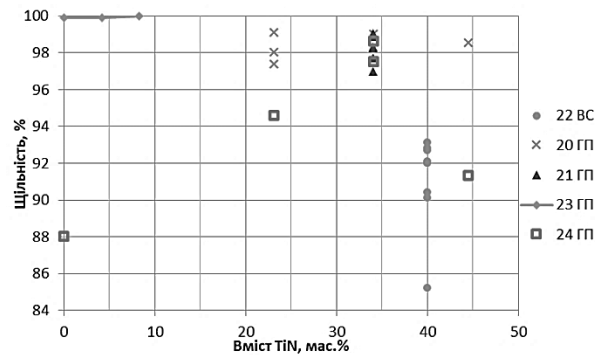
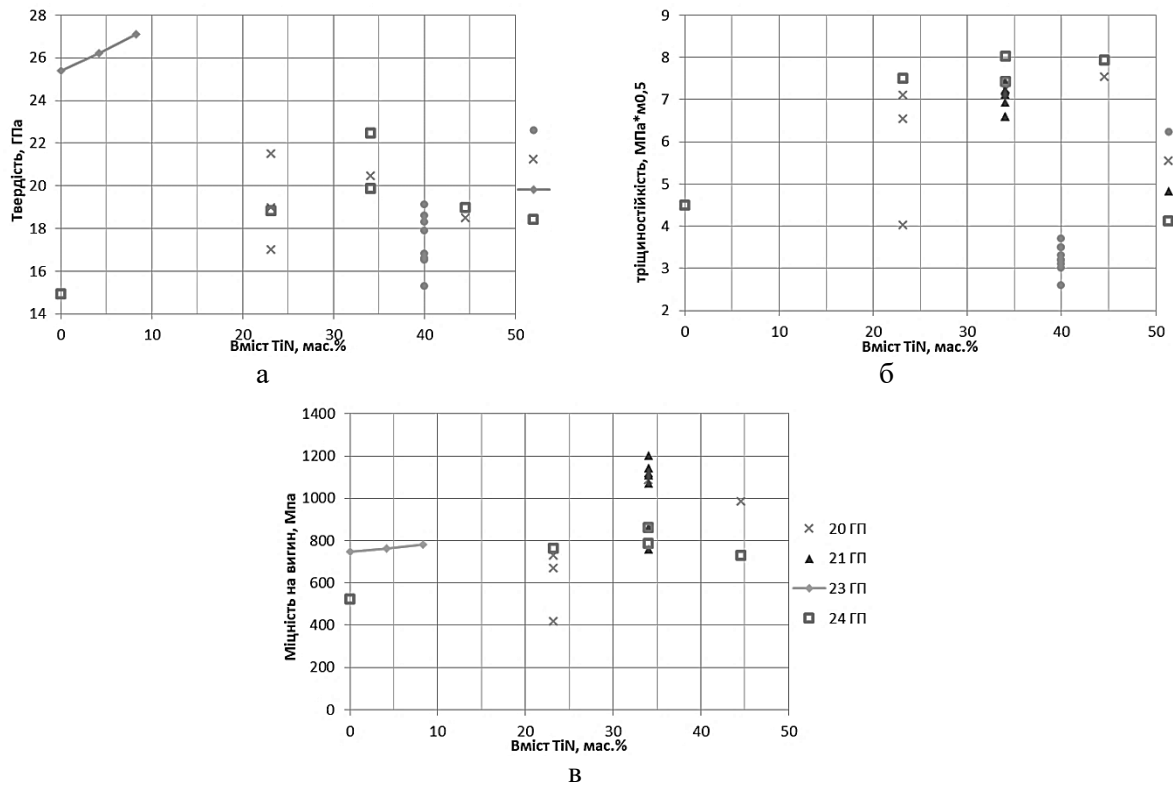


Рис. 3. Залежність відносної щільності композиту TiN/ TiB₂ різного складу з металів від методу консолідації



а – твердість; б – тріщиностійкість; в – міцність на вигин

Рис. 4. Залежність механічних властивостей композиту TiN/TiB₂ різного складу з добавками від методу консолідації

Wen Wang [23] в якості добавки використовували карбід кремнію та досліджували вплив вмісту TiN на TiN/TiB₂. Всі отримані композити мали відносну щільність 99,9 %. Автори вказують на певну закономірність, зі збільшенням вмісту TiN відбувається зменшення розміру зерна фази TiB₂ з 9,8 мкм до 6,3 мкм. Тобто фаза TiN виступає в ролі інгібітору росту зерен TiB₂, що узгоджується з іншими роботами [20, 14]. Зменшення розміру зерна фази TiB₂, добре впливає на механічні властивості композитів. Так, зі збільшенням вмісту TiN, відбувається збільшення твердості (рис. 4-а) та міцності на згин (рис. 4-в). Оскільки всі три зразки досягли приблизно однакової відносної щільності, основним фактором що впливає на покращення властивостей є зменшення розміру зерна. [23].

Mianyu Yao та ін. [24] досліджували вплив температури ВС спікання у два етапи на композит TiB₂-40 мас.% TiN та в якості добавки, що покращує спікання використовували 1,77 мас.% 3Y-ZrO₂. Даний склад композиту є найкращим по властивостям у випадку ВС без добавок. Як відмічають автори, немає суттєвої різниці у відносній щільності (діапазон 85% - 92%) та твердості (25,5 – 19,1 3,7 МПа·м^{1/2}) між композитами, спеченими за різних умов, але в'язкість руйнування зростає з підвищенням температури спікання. При цьому найкращим виявився зразок отриманий спіканням при 1600 °C 4 год. + 2000 °C 1 год. який має твердість 18,6 ГПа та в'язкість руйнування 3,7 МПа·м^{1/2}. [24]. Також автори встановили, що відбувається втрата маси за рахунок виділення азоту через реакцію між TiN та ZrO.

Табл. 2.

Умови отримання композитів TiN/TiB₂ з добавками

Вміст TiN, мас. % / об. %	Вихідний розмір частинок, мкм		Тип добавки	Вміст добавки, об. %	Температура °C	Швидкість нагрівання °C/хв	Час витримки, с	Тиск, МПа	Захисна атмосфера	Стаття
	Ti N	TiB ₂								
40 / 35,6	50	50	3Y-ZrO ₂	1,8 / 1,5	1500-1700	20	240	-	вак.	22
40 / 35,6	50	50	3Y-ZrO ₂	1,8 / 1,5	1500-1700 + 2000-2100	20	240 + 60	-	вак.	22
0-44,5 / 0-40	0,8	0,8	Ni, Mo	4,2-7,7, 1,8-4,2 / 3,5-6,5, 1,5-3,5	1530	-	60	25	N ₂	20
34 / 30	1,5	1,5	Ni	11,8 / 10	1400-1620	-	30-90	25	Ar	21
0-8,3 / 0-7	5	5	SiC	17,5 / 15	2000	-	120	35	-	23
0-44,5 / 0-40	0,4	1	Ni, Mo	7,7, 4,2 / 6,5, 3,5	1600	44+97	30	30	вак.	24

Як альтернативний шлях, керамічні матеріали з високими температурами плавлення можуть бути виготовлені за допомогою процесу реакційного спікання. Такий підхід забезпечує можливість отримання високоефективної кераміки не тільки з контрольованими складами і мікроструктурою, а й з рівномірним розподілом окремих фаз, що утворюються «in situ».

В роботі А. S. Petukhov та ін. [25], для реакційного отримання композиту TiN-TiB₂ в умовах ПС зроблені термодинамічні розрахунки реакції не чистого Ti, а гідриду з вихідної суміші TiH₂+BN. За рахунок крихкості гідриду спрощується подрібнення та підготовка сумішей і в процесі спікання відбувається дегідрування, і як результат проміжною фазою є високоактивний металевий Ti. Саме рекомбінація атомарного водню та спалювання молекулярного водню виступає в ролі додаткового джерела тепла, що сприяє утворенню дибориду титану.

І. Khobta та ін. [26] досліджували процес синтезу в умовах ППС та спікання композиту TiN-TiB₂ з різним вмістом TiB₂ (20, 36, 60 та 80 мас.%). Для використання порошки TiH₂, BN, В та TiN в різних співвідношеннях. Автори встановили, що процес спікання проходить три етапи. Перший етап, починається з 180 °С починається розпаду гідриду з незначним виділенням водню. Другий етап, починається за температури 810 °С, і супроводжується проходженням реакції, з інтенсивним виділенням водню. На третьому етапі з температури 1330 °С відбувається спікання синтезованих на другому етапі TiN та TiB₂. При цьому швидкість нагрівання не має значного впливу на температуру початку цих етапів. Твердість спечених композитів змінювалася від 16 до 25 ГПа, і пропорційно корелювала з вмістом TiB₂; в'язкість руйнування змінювалася в діапазоні 4–6,5 МПа·м^{1/2}. Та головним результатом роботи стало отримання найбільш однорідної наноструктури композити з 36 мас.% TiB₂ із середніми розмірами зерен 150–550 нм, що не можливо отримати за рахунок змішування вихідних порошків [26]. Результати роботи [26] можна порівняти з роботою Zhen-Lin Yang та ін. [11], де отримували зразки реакційним ГП за рівнянням 3Ti-BN. В обох роботах зразки спікались за температури 1600 °С. Щільність становить 92.5 % та ~ 97 %, твердість 14.8 ГПа та ~ 21 ГПа, та в'язкість руйнування 5.8 МПа·м^{1/2} та ~4.8 МПа·м^{1/2} в роботах [11] та [26] відповідно. Всі властивості, окрім в'язкості руйнування, в випадку застосування гідриду значно краще.

Висновки.

Метод ППС забезпечує найкращу щільність, твердість і міцність на вигин для композитів TiB₂/TiN.

Кількість TiN впливає на розмір зерна, та механічні властивості зростають із зменшенням розміру зерен відповідно закону Холлу-Петчу.

Оптимальне співвідношення компонентів для досягнення високих механічних властивостей становить 60 мас.% TiB₂ та 40 мас.% TiN, що забезпечує високу твердість і міцність на вигин.

Для досягнення максимальної твердості та тріщиностійкості рекомендується використовувати склади з 70–80 об.% TiB₂, оскільки це сприяє досягненню високої твердості (~26,3 ГПа) при збереженні пристойної в'язкості руйнування (~4,5 МПа·м^{1/2}).

Додавання нікелю (Ni) може бути корисним для покращення процесу спікання і підвищення механічних властивостей композитів TiB₂-TiN.

Це порівняння дає можливість підібрати найкращий метод та склад для досягнення бажаних механічних характеристик для конкретних застосувань. Майбутні дослідження композитів TiB₂/TiN повинні спиратися на ППС, як методі консолідації і його реакційну модифікацію, тому, що саме під час реакції утворюються нанорозмірні зерна нових фаз і процесом фазоутворення (зародження і ростом зародків) можна керувати.

Список використаних джерел:

1. Graziani, T., Bellosi, A. Densification and characteristics of TiN ceramics. J Mater Sci Lett. 1995. Vol. 14, P. 1078–1081. <https://doi.org/10.1007/BF00258170>
2. Hideyuki Kuwahara, Naoko Mazaki, Makoto Takahashi, Tomotaro Watanabe, Xu Yang, Tatsuhiko Aizawa. Mechanical properties of bulk sintered titanium nitride ceramics. Materials Science and Engineering: A. 2001. Vol. 319-321. P 687-691. [https://doi.org/10.1016/S0921-5093\(01\)00936-4](https://doi.org/10.1016/S0921-5093(01)00936-4)
3. W. Lengauer, S. Binder, K. Aigner, P. Ettmayer, A. Guillou, J. Debuigne, G. Groboth. Solid state properties of group IVb carbonitrides. Journal of Alloys and Compounds. 1995. Vol. 217. №. 1. P. 137-147. [https://doi.org/10.1016/0925-8388\(94\)01315-9](https://doi.org/10.1016/0925-8388(94)01315-9)
4. B. Basu, G. B. Raju & A. K. Suri. Processing and properties of monolithic TiB₂ based materials. International Materials Reviews. 2006. Vol. 51. № 6. P. 352-374. <https://doi.org/10.1179/174328006X102529>
5. Jae Won Lee, Zuhair A. Munir, Masachika Shibuva, Manshi Ohvanagi. Synthesis of Dense TiB₂-TiN Nanocrystalline Composites through Mechanical and Field Activation. Journal of the American Ceramic Society. 2004. Vol. 84. № 6. P. 1209–1216. <https://doi.org/10.1111/j.1151-2916.2001.tb00818.x>
6. N.S. Karthiselva, B.S. Murty, Srinivasa R. Bakshi. Low temperature synthesis of dense TiB₂ compacts by reaction spark plasma sintering. International Journal of Refractory Metals and Hard Materials. 2015. Vol. 48. P. 201-210. <https://doi.org/10.1016/j.ijrmhm.2014.09.015>
7. Olevsky, F., Mogilevsky, P., Gutmanas, E.Y. et al. Synthesis of in situ TiB₂/TiN ceramic matrix composites from dense BN-Ti and BN-Ti-Ni powder blends. Metall Mater Trans A. 1996. Vol. 27. P. 2071–2079. <https://doi.org/10.1007/BF02651860>
8. Asit Kumar Khanra, Mahadev Malhar Godkhindi, Lokesh Chandra Pathak. Comparative Studies on Sintering Behavior of Self-Propagating High-Temperature Synthesized Ultra-Fine Titanium

- Diboride Powder. *Journal of the American Ceramic Society*. 2005. Vol. 88. № 6. P. 1619–1621. <https://doi.org/10.1111/j.1551-2916.2005.00236.x>
9. Ronald G. Munro. *Material Properties of Titanium Diboride*. *Journal of Research of the National Institute of Standards and Technology*. 2000. Vol. 105. № 5. P. 709-720.
 10. Basu B. Raju G.B. Suri A.K. *Processing and properties of monolithic TiB₂ based materials*. *International Materials Reviews*. 2006. Vol. 51. № 5. P. 352 - 374. <https://doi.org/10.1179/174328006X102529>
 11. Zhen-Lin Yang, Zhan-Guo Liu, Jia-Hu Ouyang, Yu Zhou., Yu-Jin Wang, W.G. Sloof. *Synthesis route and mechanical properties of reactive hot pressed TiN–TiB₂ ceramics*. *International Journal of Refractory Metals and Hard Materials*. 2013. Vol. 41. P. 54-59. <https://doi.org/10.1016/j.ijrmhm.2013.02.001>
 12. Rangaraj, L., Divakar, C., & Javaram, V. *Reactive Hot Pressing of Titanium Nitride-Titanium Diboride Composites at Moderate Pressures and Temperatures*. *Journal of the American Ceramic Society*. 2005. Vol. 87. № 10. P. 1872–1878. <https://doi.org/10.1111/j.1151-2916.2004.tb06333.x>
 13. Guojun Zhang, Zongzhe Jin, Xuemei Yue. *TiN–TiB₂ Composites Prepared by Reactive Hot Pressing and Effects of Ni Addition*. *Journal of the American Ceramic Society*. 2005. Vol. 78. № 10. P. 2831 - 2833. <https://doi.org/10.1111/j.1151-2916.1995.tb08061.x>
 14. Farzad Shayesteh, Seyed Ali Delbari, Zohre Ahmadi, Mohammadreza Shokouhimehr, Mehdi Shahedi Asl. *Influence of TiN dopant on microstructure of TiB₂ ceramic sintered by spark plasma*. *Ceramics International*. 2019. Vol. 45. № 5. P. 5306-5311. <https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2018.11.228>
 15. Mettaya Kitiwan, Akihiko Ito, Takashi Goto, B deficiency in TiB₂ and B solid solution in TiN in TiN–TiB₂ composites prepared by spark plasma sintering. *Journal of the European Ceramic Society*. 2012. Vol. 32. № 16. P. 4021-4024. <https://doi.org/10.1016/j.jeurceramsoc.2012.06.024>
 16. A. S. Petukhov, I. V. Khobta, A. V. Ragulya, et. al. *Reactive electric-discharge sintering of TiN-TiB₂*. 2007. Vol. 46, p. 525–532. <https://doi.org/10.1007/s11106-007-0081-x>
 17. M. Moriyama, M. Aoki, H. Kamata. *Mechanical and electrical properties sintered TiN–TiB₂ system*. 1995. Vol. 103. P. 844-849. <https://doi.org/10.2109/jcersj.103.844>
 18. Piotr Wyzga, Lucyna Jaworska, Mirosław M. Bucko, Jan Bonarski, Piotr Putyra, Paweł Figiel. *TiN–TiB₂ composites prepared by various sintering techniques*. *International Journal of Refractory Metals and Hard Materials*. 2013. Vol. 41. P. 571-576. <https://doi.org/10.1016/j.ijrmhm.2013.07.009>
 19. Mettaya Kitiwan, Akihiko Ito, Takashi Goto, *Spark plasma sintering of TiN–TiB₂ composites*. *Journal of the European Ceramic Society*. 2014. Vol. 34, № 2. P. 197-203. <https://doi.org/10.1016/j.jeurceramsoc.2013.08.034>
 20. Meilin Gu, Chuanzhen Huang, Bin Zou, Binqiang Liu, *Effect of (Ni, Mo) and TiN on the microstructure and mechanical properties of TiB₂ ceramic tool materials*. *Materials Science and Engineering: A*. 2006. Vol. 433. № 1–2. <https://doi.org/10.1016/j.msea.2006.07.012>
 21. MeiLin Gu, Hongjing Xu, Jianhua Zhang, et. al. *Influence of hot pressing sintering temperature and time on microstructure and mechanical properties of TiB₂/TiN tool material*. 2012. Vol. 545. P. 1-5. <https://doi.org/10.1016/j.msea.2012.03.002>
 22. Bingqiang Liu, Guodong Cui, Jing Sun, et. al. *Fabrication and mechanical properties of TiN whisker toughening TiB₂ based ceramic cutting tool composite*. *Ceramics International*. 2024. Vol.50. № 1. Part B. <https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2023.10.288>
 23. Wen Wang, *Effects of TiN content on the properties of hot pressed TiB₂–SiC ceramics*. *Ceramics International*. 2021. Vol. 47. № 12. P. 16762-16769. <https://doi.org/10.1016/j.ceramint.2021.02.248>
 24. Mianyi Yao, Lei Chen, Zhanguo Liu, et. al. *Two-step sintering of TiB₂–40wt%TiN composites*. *International Journal of Refractory Metals and Hard Materials*. 2019. Vol. 84. <https://doi.org/10.1016/j.ijrmhm.2019.105037>
 25. A. S. Petukhov, I. V. Khobta, A. V. Ragulya, A. V. Derevyanko, A. I. Raichenko, L. P. Isaeva & A. M. Koval'chenko. *Reactive electric-discharge sintering of TiN-TiB₂*. *Powder Metall Met Ceram*. 2007. Vol. 46. P. 525–532. <https://doi.org/10.1007/s11106-007-0081-x>
 26. I. Khobta, O. Petukhov, O. Vasylykiv, Y. Sakka, A. Ragulya. *Synthesis and consolidation of TiN/TiB₂ ceramic composites via reactive spark plasma sintering*. *Journal of Alloys and Compounds*. 2011. Vol. 509. № 5. P. 1601-1606. <https://doi.org/10.1016/j.jallcom.2010.10.198>

Е.В. Ковалевський

Державний біотехнологічний університет

ОПТИМІЗАЦІЯ СКЛАДУ ПРОМИВНОГО МЕТАЛУ ПРИ ВИРОБНИЦТВІ ДВОШАРОВИХ ПРОКАТНИХ ВАЛКІВ З ХРОМОНІКЕЛЕВОГО ЧАВУНУ

Наведено інформацію щодо дослідження методів підвищення міцності шийок двошарових прокатних валків, які є ключовим елементом у металургійній промисловості. Показано, що руйнування шийок валків є однією з основних причин їх передчасного виходу з ладу, що призводить до простоїв виробництва та збільшення витрат на отримання готової продукції. Досліджено вплив хімічного складу промивного металу на міцність шийок. Експериментально доведено, що модифікація промивного металу феросиліцієм (FeSi) дозволяє підвищити вміст кремнію, що, в свою чергу, покращує механічні властивості шийок.

Ключові слова: двошарові валки, чавун, хімічний склад, ресурс, міцність, спосіб модифікування, мікроструктура, структурні складові.

E. V. Kovalevsky

OPTIMIZATION OF THE WAREHOUSE OF WASHING METAL IN THE PRODUCTION

It is shown that the main purpose of the metallurgical industry is to increase productivity and improve the quality of products. The main working tool of rolling mills is the rolls that perform the main function of deformation of the metal, giving it the desired shapes and sizes. The longevity of the rolls is directly related to the productivity of rolling conditions: the longer they serve, the less time it takes to re-adjust the equipment, which reduces the simple and reduces operating costs. The experience of operating the rolls of LPHND-63 showed that the weak chain when used is reduced strength of the necks. It has been experimentally proven that the modification of washing metal with ferroosilicia (Fesi) allows to increase the content of silicon, which, in turn, improves the mechanical properties of the neck. Increasing the level of mechanical properties of the neck will significantly reduce the volume of the destruction of the neck of the rolls during operation.

Keywords: two-layer rolls, cast iron, chemical composition, resource, strength, method of modification, microstructure, structural components.

Постановка проблеми. Основною метою металургійної промисловості є підвищення продуктивності та поліпшення якості продукції, що випускається. У прокатному виробництві це досягається за рахунок розширення асортименту металопрокату, зменшення витрат металу та підвищення його експлуатаційних характеристик.

Основним робочим інструментом прокатних станів є валки, які виконують основну функцію деформування металу, надаючи йому потрібних форм і розмірів.

Довговічність валків безпосередньо пов'язана з продуктивністю прокатних станів: чим довше вони служать, тим менше часу йде на переналагодження обладнання, що скорочує простої та знижує експлуатаційні витрати. Підвищення зносостійкості та міцності валків дозволяє значно оптимізувати роботу прокатних станів, знижуючи їхню витрату на кожну тонну виробленого металопрокату та покращуючи техніко-економічні показники підприємства. Ресурс валків істотно залежить як від форми профілю, що прокатується, так і складу сплавів, з якої виготовляються дані вироби [1].

У світовій практиці широке застосування знайшли чавунні двошарові валки. Значна частка таких прокатних валків відливається стаціонарним способом у комбінованих ливарних формах. Виливка двошарових валків має ряд особливостей, оскільки застосовується два різні метали. Спочатку форму заливають основним високолегованим металом, з якого в процесі кристалізації формується робочий шар, який заливають на 100-150 мм вище верхнього краю бочки валка. Потім виконується витримка протягом 70-90 секунд для формування робочого шару. Щоб уникнути застигання металу в живильнику роблять поштовхи. Зазвичай проводять 3-4 з інтервалом 20-30 секунд подачею розплаву вищої температури, після чого починають промивання шийок і серцевини нелеговані чавуном. Під час промивання метал піднімається до зливної льотки розташованої на 100 - 150 мм вище за рівень підстави прибутку, і по жолобу стікає у встановлену поруч ємність. Час промивання залежить від габаритів та маси валка, а також від довжини шийок і становить 120-300 секунд.

В чистових і чернових клітях стану 3000 знайшли широке використання валки виконання ЛПХНд-63. Досвід експлуатації цих валків показав, що слабким ланцюгом при їх використанні є понижена міцність шийок.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Наскільки відомо автору на споживчі властивості прокатних валків суттєво впливають технологічні параметри вилівки, хімічний склад матеріалу та спосіб модифікування. Це проявляється в зміні структури та властивостей металу. Питання виробництва прокатних валків з підвищеними механічними характеристиками шийок досі залишається актуальним [2]. Це пов'язано як із способом модифікування, так і вибором типу присадки. Для підвищення рівня експлуатаційних характеристик останніми роками широко використовують модифікатори із вмістом кремнію до 78% [3-6].

Це свідчить про те, що для підвищення міцності шийок в умовах виробництва найбільш доцільно підвищувати вміст кремнію в промивному металі.

Постановка завдань. Мета роботи – підвищення міцності шийок двошарових валків виконання ЛПХНд-63.

Викладення основного матеріалу. На першому етапі роботи проводили аналіз ресурсу та відмов валків при експлуатації за два періода експлуатації, кожен з яких складав 6 місяців. Під час досліджень враховували такі показники як: твердість поверхні бочки; наробіток налка за весь період експлуатації; величина з'єму метала з поверхні валка при перешліфовках за весь період експлуатації; середній наробіток валка на 1 мм знятого металу при перешліфуваннях; середній наробіток валка за установку; середнє зняття металу за установку.

Твердість досліджуваних валков знаходилась в межах 65-67 HS Дослідження показали, що наробіток налків за весь період експлуатації становить від 112 865 до 115 031 т; величина з'єму метала з поверхні валка при перешліфовках –34.1-40,4 мм; середній наробіток валка на 1 мм знятого металу при перешліфуваннях – 2841-2893 т.мм. середній наробіток валка за установку – 4051-6514 т; середнє зняття металу за установку –1,89-2,37мм

Відсоток відмов за зносом робочого шару складав від 59,6 до 71,3%; руйнуванням шийок від 13,1 до 17,3%; відшаруванням робочого шару від 5,4 до 6,7%; по викрошкам від 4,9 до 6,1% по тріщинам від 5.1 до 6,86,8% і прижогах від 9,8 до 12,1 10% .

Наведені результати свідчать про те, що одним із показників, який суттєво знижує ресурс дослідних формуючих інструментів є руйнування шийк валків.

Ресурс шийок валків суттєво залежить від їх міцностних характеристик, які формується завдяки складу сплава промивного металу серцевини.

У якості промивного металу при виготовленні валків використовували чавун наступного хімічного складу: 2,7 8 - 2 ,8 2 % С, 0, 4 4-0,50 % Si, 0 ,6 0-0,07 % Mn, 0,08-0,09 % S, .47-0,48 % P, 0,71-0,81 % Cr, 2,62-2,75 % Ni.

Для виготовлення дослідних партій валків була прийнята технологія, яка полягала в тому, що при вилівку двошарових валків промивний метал для виготовлення внутрішнього шару додатково модифікували FeSi з розрахунку 0,75-1, 75 кг/т. Прийнята технологія дозволила отримати вилівки з підвищеним вмістом кремнію. Хімічний склад досліджених валків наведено у таблиці 1.

Табл. 1.

Хімічний склад досліджених валків

Номер групи	Вміст елементів, %*						
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni
1	$\frac{2,82}{3,58}$	$\frac{0,44}{0,73}$	$\frac{0,60}{0,53}$	$\frac{0,09}{0,13}$	$\frac{0,48}{0,24}$	$\frac{0,71}{-}$	$\frac{2,62}{-}$
2	$\frac{2,78}{3,4}$	$\frac{0,46}{1,38}$	$\frac{0,64}{0,62}$	$\frac{0,09}{0,12}$	$\frac{0,47}{0,25}$	$\frac{0,78}{-}$	$\frac{2,74}{-}$
3	$\frac{2,78}{3,5}$	$\frac{0,51}{1,68}$	$\frac{0,70}{0,55}$	$\frac{0,08}{0,08}$	$\frac{0,47}{0,47}$	$\frac{0,81}{-}$	$\frac{2,75}{-}$

Примітка: в чисельнику наведено вміст елементів в робочому шарі, в знаменнику – вміст елементів в середині серцевини і шийках валків

Всі валки були поділені на три групи.

В першу групу увійшли виливки з вмістом кремнію до 0,73%, у другу і третю з вмістом кремнію 1,38 % та 1,68 % відповідно.

Для дослідження впливу висококремністого промивного чавуну на властивості робочого шару, перехідної зони та шийок в кожній групі відлитих валків при їх механічній обробці відбирали проби від нижнього кільця бочки.

Аналіз структурних складових чавуну валків з різним вмістом кремнію в робочому шарі, перехідній зоні, серцевині і шийках наведено в таблицях 2 - 5, відповідно, а механічні властивості в табл.6.

Табл. 2.

Структурні складові робочого шару валків на глибині від 5 до 25 мм

№ групи	Структурні складові, %	Відстань від поверхні, мм				
		5	10	15	20	25
1	Доля цементиту	41,1	41,0	37,9	34,9	32,5
	Доля продуктів розпаду аустеніту	58,55	58,22	61,02	63,0	64,9
	Доля графіту	0,35	0,78	1,18	2,1	2,6
2	Доля цементиту	41,9	40,4	39,1	35,0	34,9
	Доля продуктів розпаду аустеніту	56,62	57,6	67,9	62,0	61,9
	Доля графіту	1,48	2,0	2,9	3,0	3,2
3	Доля цементиту	43,1	40,9	39,9	35,1	35,0
	Доля продуктів розпаду аустеніту	55,9	57,5	56,9	62,0	61,4
	Доля графіту	1,0	1,6	2,9	2,9	3,6

Табл. 3.

Структурні складові у перехідній зоні, серцевині і шийках

№ групи	Структурні складові, %	Перехідна зона	Серцевина	Шийки	
				верхня	нижня
1	Доля цементиту	24,9	19,2	14,9	2,0
	Доля продуктів розпаду аустеніту	71,4	77,1	95,5	93,8
	Доля графіту	3,49	6,2	2,7	3,9
2	Доля цементиту	14,9	10,1	0,78	0,49
	Доля продуктів розпаду аустеніту	80,7	80,1	92,2	90,4
	Доля графіту	3,9	10,1	4,7	6,9
3	Доля цементиту	-	-	2,0	0,2
	Доля продуктів розпаду аустеніту	16,1	11,2	0,9	0,6
	Доля графіту	80,1	81,2	90,6	92,7
	Доля ферриту	-	-	3,9	0,4

Табл. 4.

Мікротвердість структурних складових робочого шару валків на глибині від 5 до 25 мм

№ групи	Мікротвердість, Н-50, кгс/мм ²					
	Структурна складова	Відстань від поверхні, мм				
		5	10	15	20	25
1	Продукти розпаду аустеніту	403	381	369	361	360
	Цементит	1261	1264	1147	1129	1129
2	Продукти розпаду аустеніту	928	370	368	348	340
	Цементит	1109	1105	1054	1055	970
	Продукти розпаду аустеніту	469	391	373	364	363
	Цементит	1243	1195	1008	1008	1007

Табл. 5.

Мікротвердість структурних складових у перехідній зоні, серцевині і шийках

№ групи	Мікротвердість, Н-50, кгс/мм ²				
	Структурна складова	Перехідна зона	Серцевина	Шийки	
				верхня	нижня
1	Цементит	360	290	325	302
	Продукти розпаду аустеніту	1129	1224	865	968
2	Цементит	308	288	294	347
	Продукти розпаду аустеніту	928	925	1151	1128
	Феррит			189	180
3	Цементит	335	332	334	363
	Продукти розпаду аустеніту	941	924	1058	1078
	Феррит	-	-	178	189

Отримані результати свідчать про те, що використання в якості промивного металу модифікованого FeSi чавуну до (1, 75 % Si) не впливає на вміст карбідної фази в робочому шарі.

Доля карбідної фази суттєво зменшується у перехідній зоні, серцевині і шийках валків. Додаткова обробка промивного металу сприяє тому, що у сплаві з'являється ферит і збільшується доля графіту.

Зменшення долі карбідної фази, утворення фериту і збільшення долі графіту сприяє підвищенню тимчасового опору при розриві металу нижньою шийкою.

Дослідження механічних властивостей отриманих сплавів на глибині 25-30мм показали, що твердість робочого шару практично не залежить від зміни вмісту кремнію у промивному чавуні. Тимчасовий опір при розриві металу нижньої шийки вилівка, який додатково модифікували FeSi в обсязі 0,75 кг/т, складав $\sigma_b=380-450$ МПа, а сплавів, з додатковим модифікуванням FeSi в обсязі 1,2-1,75 кг/т $\sigma_b=507-547$ МПа.

Табл. 6.

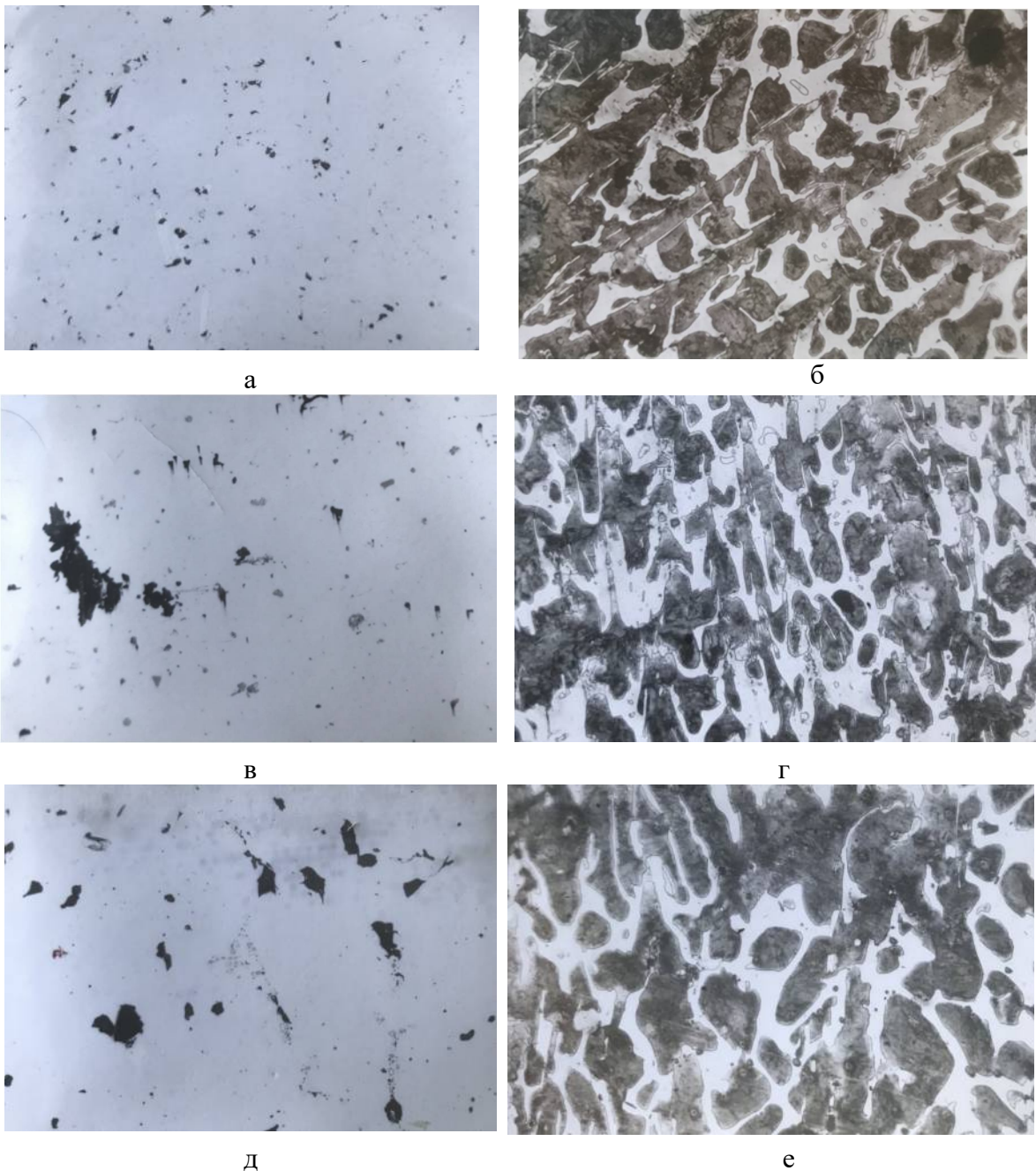
Механічні властивості дослідних виливків на глибині 25-30мм

Номер групи	Твердість робочого шару, HS	Тимчасовий опір при розриві металу нижньою шийкою σ_b , МПа
1	63	<u>380-450</u> 414
2	64	<u>509-547</u> 528
3	65	<u>507-545</u> 527

Примітка: в таблиці наведені значення тимчасового опору при розриві за результатами п'яти-шести визначень

Отримані результати добре співпадають з даними структурного аналізу і результатами вимірювань мікротвердості структурних складових (див табл.4 та 5).

Аналіз мікроструктури дослідних валків (рис. 1 та рис.2) показує, що по перетину робочого шару від поверхні до центру розміри карбідних включень збільшуються, а доля їх знижується незначно.



**Рис.1. Мікроструктура робочого шару валків на глибині 20мм, $\times 100$:
а, б – валок з вмістом Si 0,73%; в,г – валок з вмістом Si 1,38%; д,е – валок з вмістом Si 1,8; %; б,г,е – травлення 4%розчином азотної кислоти в етиловому спирті**

У дослідних валках першої групи форма графіту в робочому шарі перехідної зони і нижній шийки точкова а в верхній шийки і серцевині включення пластинчатої у вигляді розведених колоній

У валках другої та третьої групи форми і кількість графіта в робочому шарі серцевині і верхній шийки суттєво не відрізнялись від валків першої групи, а в нижній шийки з'явилися компактні включення графіта типу бичий глаз з феретною оторочкою біля таких включень, що сприяє підвищенню міцності чавуну.

Аналізуючи зміни мікротвердості структурних складових дивись таблицю 3, слід відмітити деякий спад значень по глибині робочого шару разом з тим особливої різниці в структурах досліднених валків не відмічалось.

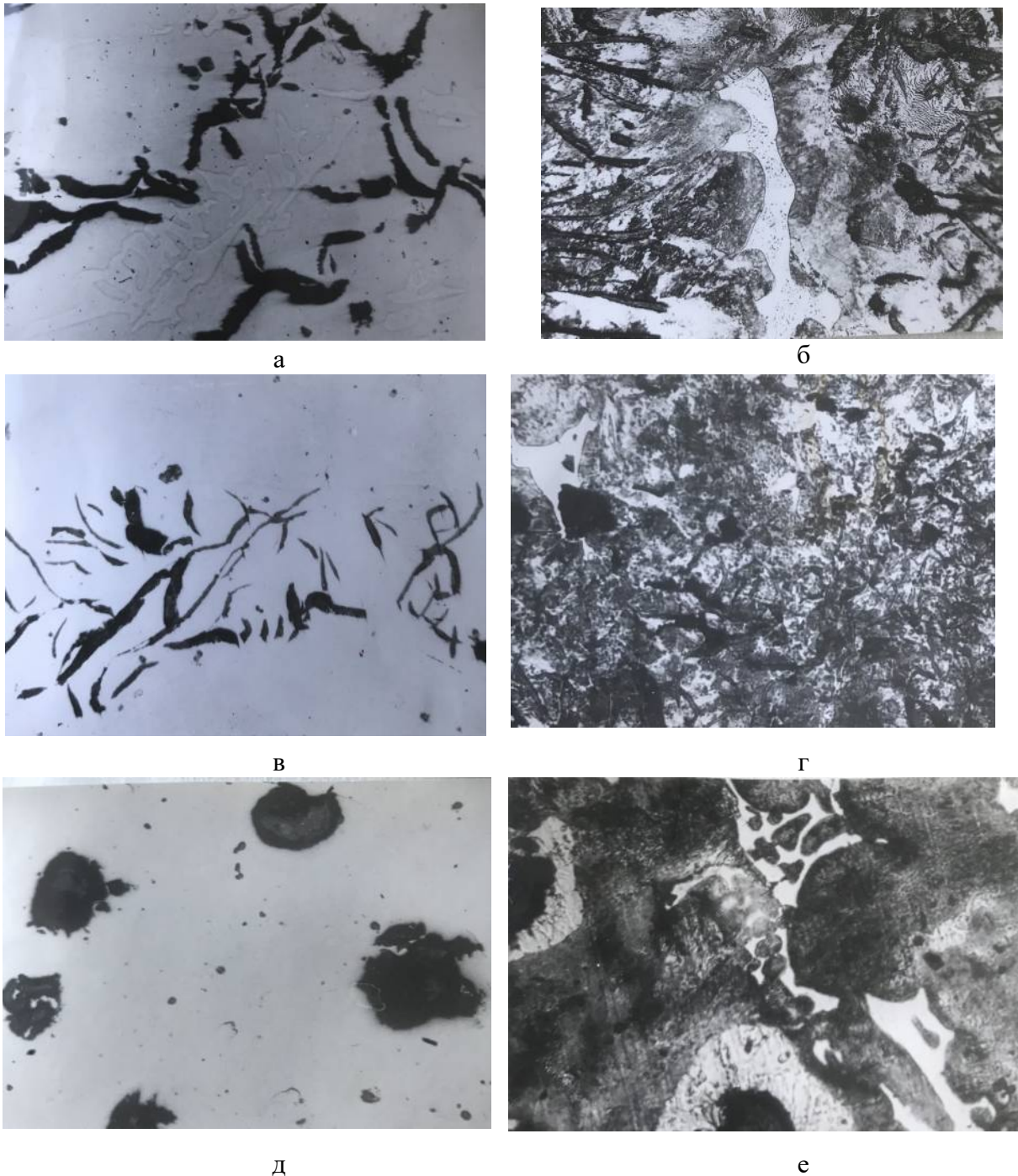


Рис.2. Мікроструктура шийк валків, $\times 100$: а, б – валок з вмістом Si 0,73%; в,г – валок з вмістом Si 1,38%; д,е – валок з вмістом Si 1,8; %; б,г,е – травлення 4% розчином азотної кислоти в етиловому спирті

Висновок. Модифікування промивного металу FeSi дещо збільшує долю графіта в робочому шарі, шийках серцевині і перехідному шарі та змінює його форму. В нижніх шийках з'являється компактні включення графіта, виділяється незначна кількість ферита і дещо знижується доля карбідної фази, особливо в перехідній зоні, серцевинні і шийках. Це не знижує твердість і глибини робочого шару, проте зменшується схильність до викрашування, а також забезпечує підвищення міцності шийок в середньому на 25%.

Підвищення рівня механічних властивостей шийок суттєво сприятиме зниженню обсягу руйнуванням шийок валків при експлуатації.

Список літератури.

1. Производство и применение прокатных валков: справочник / Т. С. Скобло и др. Ред. Т. С. Скобло. Харьков, 2013. ЦД № 1. 572 с.

2. Skoblo T. S., Avtukhov A. K., Sokolov R. G. Vliyaniye modifikatorov novogo pokoleniya Superseed® 75 i Reseed® na strukturu metalla tsentrobezhnolitykh listoprokatnykh valkov. Liteynoye proizvodstvo. 2015. №2. S. 12-14.

3. Т.С.Скобло, В.К. Триполко, С.А. Бурцев Анализ существующих методов модифицирования высокопрочных чугунов. Сб. Вісник ХНТСГ.-Харьков.2011.-№110.-С.193-205.

4. Elkem ASA Research. Модификатор Superseed®Inoculant [Текст] / ИТБ "Литьё Украины", 2003. – № 11 (39).

5. Elkem ASA Research. Модификатор Foundrisil®Inoculant [Текст] / ИТБ "Литьё Украины", 2004. – № 2 (42).

6. Elkem ASA Research. Модификатор Reseed®Inoculant [Текст] / ИТБ "Литьё Украины", 2004. – № 7 (47).

Рецензент: Рудюк О.С., заступник генерального директора ДП «УКРНТЦ «ЕНЕРГОСТАЛЬ», к.т.н.

М.І. Рябчиков, В.Л. Мартинюк, В.С. Пуць

Луцький національний технічний університет

ПРОЄКТУВАННЯ ЕКСПЕРТНИХ СИСТЕМ ДЛЯ СТВОРЕННЯ СПЕЦІАЛЬНИХ ВАЛІВ З РІДИННИМ КЕРУВАННЯМ ДЛЯ ІННОВАЦІЙНИХ МАШИН

У статті розглядається розробка теоретичних основ проєктування та розрахунку валів і роликів, заповнених рідиною – ключових елементів сучасних машин, що на сьогодні не мають повного теоретичного узагальнення. Ці елементи є критично важливими для передових фізико-хімічних технологічних процесів, таких як вакуумно-плазмова металізація, нанесення голографічного покриття та електронне хромування, і переважно висвітлюються в патентній літературі за відсутності ґрунтовних наукових досліджень. У роботі запропоновано системний підхід до аналізу, класифікації та синтезу різних типів рідинно-керованих валів на основі морфологічного аналізу. Сформовано загальну теорію, що базується на структурних ознаках, регуляторних параметрах, принципах гідродинаміки та енергоефективності. У дослідженні визначено та класифіковано функціональні групи і взаємопов'язані компоненти, що дає змогу логічно синтезувати нові системи валів з покращеними тепловими й механічними властивостями. Показано можливість створення понад п'ятнадцяти класів валів з рідинним керуванням і спрогнозовано пристрої з новими якісними характеристиками, такими як змінна здатність до прогину та регулювання температури. Результуюча теоретична модель є основою для проєктування високоефективних і конкурентоспроможних елементів машин, призначених для роботи у вакуумних умовах та спеціалізованих промислових середовищах.

Ключові слова: вал, ролик, листовий матеріал, морфологічні ознаки, експертна система.

M. Riabchikov, V. Martyniuk, V. Puts

DESIGN OF EXPERT SYSTEMS FOR CREATION OF SPECIAL SHAFTS WITH LIQUID CONTROL FOR INNOVATIVE MACHINES

This paper addresses the development of theoretical foundations for the design and calculation of fluid-filled shafts and rollers-key components in modern machines that currently lack comprehensive theoretical generalization. These elements, critical for cutting-edge physicochemical technological processes such as vacuum plasma metallization, holographic coating, and electron chromium plating, are primarily documented in patent literature with limited academic research. The work proposes a systematic approach to analyzing, classifying, and synthesizing various types of liquid-regulated shafts using morphological analysis. A general theory is formulated based on structural features, regulatory parameters, fluid dynamics principles, and energy efficiency considerations. The study identifies and categorizes functional groups and interrelated components, enabling the logical synthesis of novel shaft systems with enhanced thermal and mechanical properties. It demonstrates the feasibility of creating over fifteen classes of fluid-filled shafts, predicting devices with advanced qualities such as variable deflection and temperature regulation. The resulting theoretical model provides a foundation for the design of highly efficient, competitive machine components applicable in vacuum environments and other specialized industrial settings.

Key words: shaft, roller, sheet material, morphological features, expert system.

1. Relevance of research

The essence of the scientific problem considered in the work is to develop the basic principles of calculation and design of shafts and rollers with liquid control - the elements of machines that have not yet found a theoretical generalization. Information about these shafts is contained, mainly in a large number of patent sources, and in a very limited amount of theoretical work related to the specific tasks of their use.

The basis for the development of this direction is the need to introduce into real machines the latest physical and chemical technological processes that can create high quality competitive products, the mandatory elements of which must be shafts, the surface parameters of which are determined by the parameters of the fluid supplied inside [1-2]. Such processes include methods of vacuum - plasma metallization of polymer films [3-4], methods of holographic coating [5], processes of electron chromium plating [6], etc.

The above processes involve the use of thin films, which undoubtedly require high accuracy requirements [7-8].

Creating new machines that meet modern requirements and use the latest technological processes is thus impossible without developing the theoretical basis of calculation and design of fluid-filled shafts that would best ensure the operation of these devices in accordance with their tasks.

The purpose of the work is a comprehensive solution to the problem of creating high quality competitive shafts with fluid control, mainly for the latest physicochemical technologies taking into account the work in complex conditions of vacuum or special environments, by developing the theoretical basis of their design, the implementation of various design options shaft circuits, fluid supply systems and solutions to some topical and complex issues in the technology of their production.

© М.І. Рябчиков, В.Л. Мартинюк, В.С. Пуць

2. Analysis of fluid-driven shaft systems

Modern technologies of processing of rolled materials (fabrics, polymer films, artificial leather, etc.) in a number of cases involve the application of heat flux to the surface of the material. In the process of dyeing, lamination, vacuum metallization and other surface-related material [9-10], the process from the point of view of the end result is desirable to accompany the minimum heating of the material to be treated. Given the low heat resistance and thermal conductivity of typical roll materials, as well as the sufficiently high value of heat flows (in vacuum metallization installations, for example, they can reach 30-50 kW / m²), the problem of timely removal of this flow from the material is quite urgent. It would be desirable for this heat to be removed at the same time as the technological process, which also involves the transportation of the material being processed.

The device that meets these requirements may be a liquid-cooled shaft (Fig. 1).

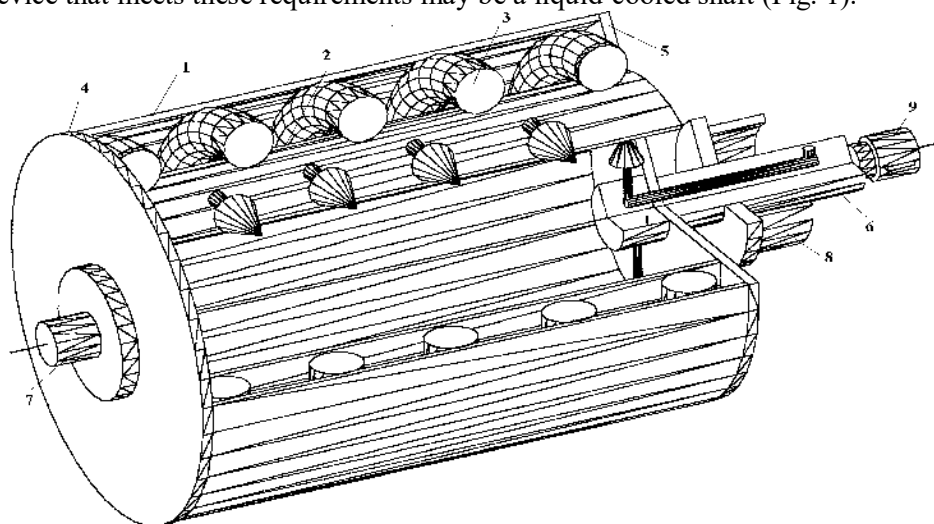


Fig. 1. Typical scheme of the shaft with liquid cooling

There are known to be some recommendations for shaft tolerances for connecting to rolling bearings. The results obtained above demonstrate that these tolerances can be broken in the process of temperature deformation. In case of sufficiently low temperatures, the bearing must be removed from the range of temperature deformations.

This requirement is exacerbated by the requirements of vacuuming the device. The movable insertion of the pin into the vacuum chamber can only be accomplished with the use of the vacuum oil that fills the cavity between the two rubber seals at low temperatures, vacuum oil loses its properties. This unit must also be removed beyond the limits of cryogenic temperatures.

The possible design of the device to meet all the specified requirements is shown in Fig. 2.

In the drawing, the liquid-cooling shaft 1 (shown partially to the right) is located in a vacuum chamber, and the drive shaft of the shaft 2 extends outward through the metal wall. Two longitudinal drills are made in the shaft, which end in the middle of two pipe fittings that feed the fluid to the shaft and drain it. Exterior openings extend to the cylindrical surface of the shaft.

The vacuum seal set is located in the housing 3 and is closed by a lid. The housing of the fluid supply device is separated from the housing of the vacuum seals by a heat-insulating ring 12. This provides insulation of the cold housing 10 with cryogenic liquid from the "warm" housing 3. The cryogenic housing is closed by a lid. The vacuum seal is in the form of two conventional rubber-metal seals 5, the cavity between which 6 is filled with vacuum oil. The cavity has openings with fittings, which allow circulation of the heated vacuum oil, since it provides the best seal under certain temperature conditions. To ensure the best temperature conditions for the operation of the vacuum seals and the bearing 4, their assembly is located not on the shaft with the flow of coolant, but on a thin-walled cylinder that is connected to the shaft by a thin-walled plate.

The supply-drain housing has two outlet pipes 7, 8, one of which enters the supply cavity and the other enters the discharge cavity. The cavities are removed from each other and from the outside by rubber-metal seals 11.

For sealing is selected rubber version IV, which provides normal operation to temperatures of -60°C. In the case of lower temperatures, it is possible to individually seal the standard shape and size of tefal.

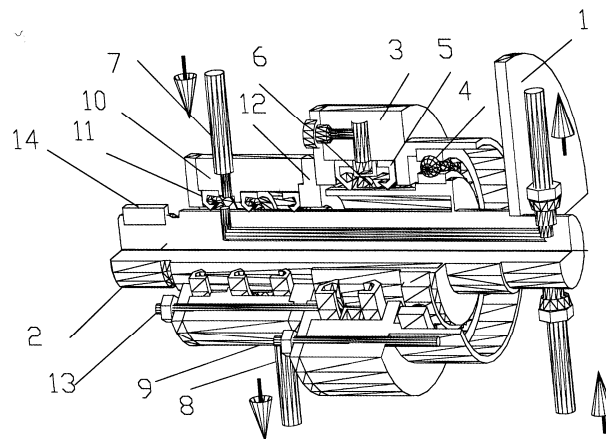


Fig. 2. The design of the pin supply fluid test shaft for vacuum metallization of the polymer film

The ring 12 and the cap with conical projections provide support for seals in the event of high pressure. The drive shaft has a free exit from the system of seals with a keyway or a slotted slot to bring it to rotation.

The shaft with hydraulic adjustment of the bend can be safely attributed to the fluid-filled rotating devices, it has the basic properties of liquid-filled devices.

Such shafts can find use in a variety of industries. First of all, this relates to the areas related to the processing of long dimensional sheet materials, in which the deformations of the structural units have an order similar to the thickness of the material being processed.

The main part of the shaft with adjustable deflection (Fig. 3) is its outer shell 1, which directly touches the material being processed, and is therefore obliged to have a surface of very high purity and accuracy. The shell is supported by two roller bearings 2, the dimensions of which are determined primarily by the bearing capacity of the shaft. As will be shown below, the dimensions of the rollers in the bearings must be limited in order to ensure that the shaft operates. The bearings connect the sheath to the core 3, which hole 4 is drilled to pass fluid under pressure. It should be noted that the fluid in this case is fed through a fixed core, which greatly simplifies the design of the fluid supply. In practice, these devices are reduced to standard fixed seals.

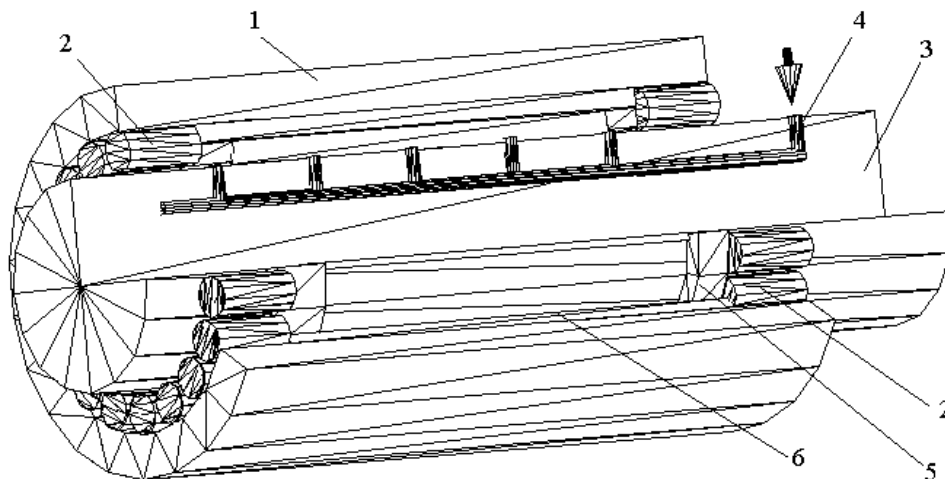


Fig. 3. Fluid-filled shaft with hydraulic deflection adjustment

The considered shafts and rollers directly touch the treated material, and the liquid, in its own right, controls the condition of the outer surface of the device.

A deeper study of the possible uses of liquid filled devices demonstrates the possibility of other management principles.

3. Development of methods of construction of fluid-filled shafts based on the system of features

The analysis of the operation of the main types of shafts with fluid control allows to synthesize the general theory of such shafts by generalizing the data obtained and possible extrapolation of these data to other devices.

The general theory of liquid-filled shafts should describe, explain and predict the operation of a certain set of constituent elements of their elements. In accordance with the principle of conformity, the transition to such a theory should be based on the theoretical principles of designing liquid-filled shafts, while holding them in a definite form. Due to this, in some cases it is possible to return to the previous theory in some area. This transition, in particular, was formally made in determining the technological modes of shaft treatment. This process, based on the principles developed in the work, can also be applied to conventional shafts.

The proposed theory of liquid-filled shafts is based on the categories of part and whole, which express the relationship between the set of elements of these devices and the connections that combine these elements and lead to the appearance of integrative properties and patterns that are not peculiar to individual elements in their separation. Through this connection should come "whole" - liquid-filled shaft, in respect of which the individual elements act as parts.

In this connection, it is necessary to consider the structure of the shaft in the most general form, which expresses the structure and the internal form of organization of these shafts, which acts as the unity of stable relationships between its elements, as well as the laws of these relationships. Structure is an integral attribute of a fluid filled shaft.

All previous data presented and proved in this work characterize a fairly high level of correspondence between the structures of different liquid filled devices. In this regard, it is reasonable to say that each fluid-filled shaft is similar in relation to the existing one, since each element of one shaft corresponds to an element of another and each connection in one device corresponds to a connection in the other and back.

The resultant graph of connections of the fluid-filled shaft, taking into account the elements and properties and connections found in the previous sections, is shown in Fig. 4.

The graph shows the main elements and properties of a fluid-filled shaft.

Analysis of the fluid-filled device allowed us to distinguish such basic groups of properties and features that characterize the structure of the fluid-filled shaft.

Group B_0 determines the superstructure of the shaft. The elements of this group differ depending on how separately the operation of the fluid-filled shaft is considered. The B_{01} element defines the operation of the individual shafts, which is why the previous words were devoted. The element B_{02} provides for the operation of the shafts in the machine complex.

Group B_1 specifies the particularities associated with the parameter that prevails in regulation. Individual subgroups of this group: B_{11} – temperature; B_{12} – pressure.

The elements of these two subgroups can in turn be divided into the following elements:

$B_{1,1}^1$ - lowering the temperature; B_{11}^{11} - temperature, constant in length; B_{11}^{12} - temperature varying in length; B_{11}^2 - increase of temperature; B_{12}^1 - deflections of a shaft cover; B_{12}^{11} - compensation for unwanted deflections; B_{12}^{111} - with external regulation; B_{12}^{112} - with self-regulation; B_{12}^{12} - regulation of deflections according to a given law; B_{12}^2 - deformation of additional elements.

Group B_2 defines the calculation features related to shaft quality assurance. There are two main subgroups in this group: B_{21} - Shaft shell parameters; B_{22} - boundary zone parameters (experimentally determined);

Unlike the previous group, the subgroups of this group are compatible, ie they must act together. In the subgroups we distinguish the following elements: B_{21}^1 - connecting the shaft sheath to the bearing pins at the borders; B_{21}^{11} - short shafts; B_{21}^{12} - average shafts with geometric; B_{21}^{121} - with the possibility of compensation of deflections; B_{21}^{122} - with the inability to compensate for deflections; B_{21}^{13} - long shafts; B_{21}^2 - connecting the shaft sheath to the support shaft by means of a tensioning landing; B_{22}^1 - rigid boundary zones; B_{22}^2 - transitional boundary zones; B_{22}^3 - "soft" boundary zones.

Group B_3 defines the principles of fluid motion through the shaft and includes the following elements: B_{31} - longitudinal partitions; B_{32} - cross-sections.

$$W = \left(\begin{array}{l} \left((B_{11}^{11} \wedge B_{11}^{12}) \wedge B_{11}^2 \right) \vee \left(B_{12}^{11} \wedge B_{12}^{12} \right) \left(B_{21}^1 \vee B_{22}^2 \right) \\ \left(B_{31} \vee B_3^1 \right) \vee \left(B_{32} \vee B_3^1 \right) \vee B_{33} \vee \left(B_{34}^1 \vee B_{34}^3 \right) \\ B_{41} \vee \left(B_{42}^1 \wedge B_{42}^2 \wedge B_{42}^3 \right) B_5 \end{array} \right).$$

Table 1.

Common morphological map of a fluid filled shaft

B ₁			B ₂			B ₃		B ₄		B ₅	
B ₁₁	B ₁₁ ¹	B ₁₁ ¹¹	B ₂₁	B ₂₁ ¹	B ₂₁ ¹¹		B ₃₁	B ₃ ¹	B ₄₁	B ₄₁ ¹	B ₅₁
		B ₁₁ ¹²			B ₂₁ ¹²¹	B ₂₁ ¹²²		B ₃ ²		B ₄₁ ²	
	B ₁₁ ²				B ₂₁ ¹²	B ₂₁ ¹³	B ₃₂	B ₃ ¹		B ₄₁ ³	B ₅₂
B ₁₂	B ₁₂ ¹	B ₁₂ ¹¹	B ₂₂	B ₂₁ ²		B ₃₃		B ₄₂	B ₄₂ ¹	B ₅₃	
		B ₁₂ ¹¹²		B ₂₂ ¹	B ₃₄	B ₃₄ ¹	B ₄₂ ²				
	B ₁₂ ²			B ₂₂ ²	B ₃₄	B ₃₄ ²	B ₄₂ ³		-	-	
-				B ₂₂ ³		B ₃₄ ³					

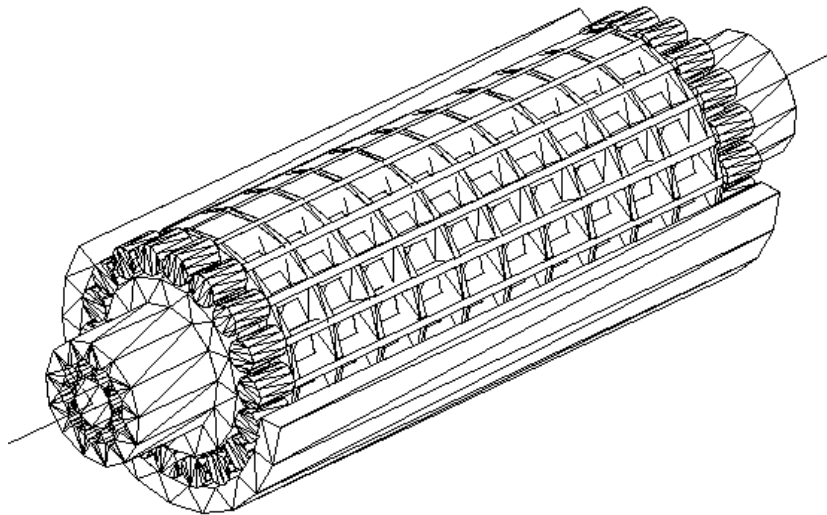


Fig. 5. Multi-chamber shaft with combination of third group features

We will base our general approaches to the formation of fluid-filled shaft theory on the calculation of utterances by means of sentient relations. In this case, complex shaft systems are composed of elements of the graph of morphological features, and in a formalized form, each shaft will be a complex statement consisting of simple features by means of actions that can be expressed meaningfully as "and" ("Dressing a tension shell "And" Axial fluid flow "), known in mathematics as conjunction of signs," or "(" Screw partition "or" Axial partition "), known as disjunction," no "(" No partition ") , what we will call an objection, "if ... then" (as at long shaft, it can have properties of self-regulation).

The most common case of a fluid filled shaft with the above formalized merger rules will be

$$\left[\begin{array}{l} \left((B_{11}^{11} \vee B_{11}^{12}) \vee B_{11}^2 \right) \wedge \left((B_{12}^{11} \vee B_{12}^{12}) \vee B_{12}^2 \right) \wedge \left((B_{21}^{11} \vee B_{21}^{12} \vee B_{21}^{13}) \vee B_{21}^{122} \right) \wedge \\ \left(B_{22}^1 \vee B_{22}^2 \vee B_{22}^3 \right) \wedge \left(B_{31} \vee B_{32} \vee B_{33} \vee B_{34} \right) \wedge \left(B_{34}^1 \vee B_{34}^2 \vee B_{34}^3 \right) \wedge \left(B_3^1 \vee B_3^2 \right) \wedge \\ \left((B_4^1 \vee B_4^2 \vee B_4^3) \wedge (B_{41}^1 \vee B_{42}^2 \vee B_{43}^3) \right) \wedge (B_{51} \wedge B_{52} \wedge B_{53}) \end{array} \right]$$

Within the general theory, the cooling shaft can generally be written as

$$(B_{11}^1 \wedge B_{21}^1 \wedge B_{31} \wedge B_{41}^1 \wedge B_{42}^1).$$

complex shaft with arbitrary law of temperature and deflection distribution along the length

$$\left(\left((B_{11}^{11} \wedge B_{11}^{12}) \wedge B_{11}^2 \right) \vee (B_{12}^{11} \wedge B_{12}^{12}) \wedge (B_{21}^1 \vee B_{22}^2) \wedge \right. \\ \left. (B_{31} \vee B_3^1) \vee (B_{32} \vee B_3^1) \vee B_{33} \vee (B_{34}^1 \vee B_{34}^3) \wedge B_{41} \vee (B_{42}^1 \wedge B_{42}^2 \wedge B_{42}^3) \wedge B_5 \right),$$

Existing or perspective shafts are synthesized by combining different principles or features from the above morphological maps. Based on this approach, the previous sections have demonstrated the real ability to create more than fifteen shaft classes, of which only five are actually existing systems. Three classes of devices work in experimental-industrial installations which the authors was engaged in development. For seven classes theoretically proved the possibility and relevance of creation. These systems are based on the analysis of various approaches to the combination of parameters that determine the peculiarity of the shaft.

4. Conclusions

The scientific problem consists in the development of the theoretical bases for the design of liquid-filled shafts, research, analysis and creation of new systems of shafts with liquid regulation, mainly for the latest physicochemical technologies, which ensure their high technical competitiveness. The morphological analysis of the fluid-filled shaft, which follows from the regularities of its structure, is conducted. Based on a compiled list of characteristic parameters, partial solutions are implemented that are implemented in specific types of liquid-filled shafts. Morphological maps were constructed, with the help of which functional values of possible combinations of basic features were determined, on the basis of which the appearance of devices with new qualities (with variable deflection, with variable length of temperature) was predicted. The scientific theory of liquid-filled shafts was developed in the form of a system of basic features (the predominant parameter in regulation, calculation peculiarities, principles of fluid motion through the shaft, principles of fluid supply, energy saving principles) and rules of their unification, which allow to obtain devices with new qualities by means of logical synthesis. The general properties of structural structures are reflected in certain partial patterns operating within the limits of this theory, which should be taken into account when constructing specific shafts. Similar patterns are formulated for some specific cases of fluid-filled devices: a fluid-cooled drum, a hydraulic deflection shaft, a fluid-heated roller, and a shaft with adjustable movable elements.

References

1. Decheng Jia, Chunsheng Zhang, Runzhou Dong, Haida Zhang, Xinliang Gao, Xiaoyong Feng, Zhinan Yang, Fucheng Zhang, Driving martensitic transformation through pre-cold deformation: Unveiling the mechanism of microstructural evolution in martensite bearing steel, *Materials & Design*, Volume 252, 2025, 113788, <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2025.113788>.
2. Wang F, Lin Z, Zhang H, Zhang C, Xu B. A compact hydro-mechanical transmission solution to wheel loader propulsion system and its control strategy. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D*. 2023;238(13):4114-4128. <https://doi.org/10.1177/09544070231191157>.
3. Mehta, A., Vasudev, H. & Thakur, L. Application of cold spray technology in design and manufacturing of complex geometries. *Int J Interact Des Manuf* 18, 5407–5425 (2024). <https://doi.org/10.1007/s12008-024-01826-x>.
4. Ana M. Sousa, Ana M. Amaro, Ana P. Piedade, Optimising metallic coatings strategies for enhanced surface performance of bioresorbable polymeric stents, *Applied Surface Science Advances*, Volume 25, 2025, 100669, <https://doi.org/10.1016/j.apsadv.2024.100669>.
5. Heena, Komal Sharma, Kamlesh Kumar, Bhargab Das, Raj Kumar, Uniform holographic films of acrylamide/polyvinyl alcohol photopolymer using an automatic film applicator based on doctor blade technique, *Progress in Organic Coatings*, Volume 187, 2024, 108108, <https://doi.org/10.1016/j.porgcoat.2023.108108>.
6. Šapek, A., Kalin, M., Godec, M. *et al.* Effect of feed rate during induction hardening on the hardening depth, microstructure, and wear properties of tool-grade steel work roll. *J Mater. Sci: Mater Eng.* 19, 42 (2024). <https://doi.org/10.1186/s40712-024-00193-5>.
7. Peng Chen, Shihong Lu, Surface forming mechanism and numerical simulation study in four-roll flexible rolling forming, *Heliyon*, Volume 10, Issue 23, 2024, e40166, <https://doi.org/10.1016/j.heliyon.2024.e40166>.
8. Cao, L., Wang, Z., Hu, D. *et al.* Pressure-constrained sonication activation of flexible printed metal circuit. *Nat Commun* 15, 8324 (2024). <https://doi.org/10.1038/s41467-024-52873-7>.

9. Wenyu Zhang, Silvia Marola, Seán McConnell, Zhe Cai, JanMell Dugenio, Ming Li, William M. Abbott, Asli Coban, Arnoldas Sasnauskas, Shuo Yin, Ramesh Padamati Babu, Wajira Mirihanage, Riccardo Casati, Rocco Lupoi, Demonstration and benchmarking of a novel powder sheet additive manufacturing approach with austenitic steel, *Materials & Design*, Volume 245, 2024, 113301, <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2024.113301>.

10. Abdulamier A. Abdulamier, Lina M. Shaker, Ahmed A. Al-Amiery, Advancements in the chemistry of contact Lenses: Innovations and applications, *Results in Chemistry*, Volume 12, 2024, 101872, <https://doi.org/10.1016/j.rechem.2024.101872>.

11. Jain, Y.P., Grandi, D., Groom, A., Cramer, B., McComb, C. MSEval: A Dataset for Material Selection in Conceptual Design to Evaluate Algorithmic Models, *Journal of Mechanical Design*, 2025, 147(4), 044502, <https://doi.org/10.1115/1.4067453>.

12. Bhattacharya K, Majumder A, Bhatt AN, et al. Developing a method for creating structured representations of working of systems from natural language descriptions using the SAPPhIRE model of causality. *Artificial Intelligence for Engineering Design, Analysis and Manufacturing*. 2024;38:e24. <https://doi:10.1017/S0890060424000118>.

13. Mandičák T, Behúnová A, Mésároš P. Artificial Intelligence in the Sustainable Design and Manufacturing of Products in Civil Engineering in the Context of Industry 4.0. *Machines*. 2024; 12(12):919. <https://doi.org/10.3390/machines12120919>.

О.В. Гаврильченко, Д.П. Павлюченко

Національний університет "Львівська Політехніка"

АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК РОБОЧОГО ОРГАНА ВІБРАЦІЙНОГО ТРУБЧАСТОГО КОНВЕЄРА З УРАХУВАННЯМ ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ

У статті представлено аналіз динамічних характеристик кінцевого ефектора вібраційного трубчастого конвеєра з урахуванням поперечних коливань. Методика полягає в отриманні та розв'язанні загального диференціального рівняння поперечних коливань з використанням функцій Крилова. Такий підхід дає змогу точно визначити режими та амплітуди коливань. Новизна дослідження полягає у врахуванні впливу пружної основи на поведінку кінцевого ефекту, що дозволяє визначити критичні частоти паразитних коливань. Отримані результати мають практичну цінність, оскільки підвищують стабільність транспортування матеріалу та надійність вібраційних трубчастих конвеєрів у промисловому застосуванні.

Ключові слова: вібраційний трубчастий конвеєр, поперечні коливання, вібраційний режим, паразитні коливання, пружна основа, функції Крилова, динамічний аналіз, частота коливань.

O.V. Gavrylchenko, D.P. Pavliuchenko

ANALYSIS OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE WORKING BODY OF A VIBRATORY TUBULAR CONVEYOR CONSIDERING TRANSVERSE VIBRATIONS

The article presents an analysis of the dynamic characteristics of the vibration tubular conveyor's end-effector with consideration of transversal vibrations. The methodology involves deriving and solving the general differential equation of transversal vibrations using Krylov's functions. This approach enables accurate determination of vibration modes and amplitudes. The novelty of the research lies in accounting for the influence of the elastic foundation on the behaviour of the end-effector, which allows identifying critical parasitic vibration frequencies. The obtained results provide practical value by enhancing the stability of material transportation and improving the reliability of vibration tubular conveyors in industrial applications.

Keywords: Vibratory tubular conveyor, transverse vibrations, vibration mode, parasitic vibrations, elastic foundation, Krylov's functions, dynamic analysis, vibration frequency.

Introduction. A critical challenge in designing and practically implementing vibratory conveying systems, as highlighted in recent studies [6, 7, 11] is ensuring uniform material transportation along the entire length of the end-effector (EE). Achieving uniform transportation speed is essential for improving the efficiency and reliability of industrial processes involving bulk materials. This challenge becomes particularly significant when dealing with elongated end-effectors subjected to transverse excitation forces, common in tubular conveyor designs. Such transverse excitation forces induce not only the desired beneficial vibrations required for material transportation but also additional unwanted parasitic transverse vibrations. The superposition of intended and parasitic vibrations can lead to uneven material flow along the conveyor's EE, and in extreme cases, may cause localized disruptions or even complete stoppage of transportation. Despite considerable research in vibratory conveyor systems, the interaction between transverse vibrations and the elastic foundation, particularly for elongated conveying elements, remains insufficiently explored, necessitating further analytical and experimental investigations.

Problem statement. During the design of vibratory conveying systems, accurate calculation of transverse vibration amplitudes along the entire length of the end-effector (EE) is essential to ensure stable and uniform material transportation. Uneven vibration amplitudes can cause zones of inefficient or halted transport, directly affecting conveyor performance. This issue is particularly relevant for vibratory tubular conveyors (VTC) [1], characterized by elongated structures on elastic foundations. Generalized methods available in the literature often fail to fully capture specific practical features, such as stiffness distribution variations and local parasitic vibration phenomena. Thus, developing refined analytical methods to accurately predict vibration modes and identify critical frequencies remains an important practical task for improving conveyor reliability. A typical example illustrating this challenge is presented in Fig. 1.

Literature review. The literature [3] provides well-developed methodologies for calculating transverse vibrations of elongated beams with distributed masses. However, the applied aspects of calculating elongated end-effectors on an elastic foundation, which are characteristic of vibratory conveyor structures, remain insufficiently explored.

Objectives of research. This study aims to perform an analytical calculation of the transverse vibrations of the elongated end-effector of a vibratory tubular conveyor with an electromagnetic drive mounted on an elastic foundation.

The primary focus is placed on investigating the influence of the elastic mounting characteristics on the vibration modes and amplitudes of the end-effector.

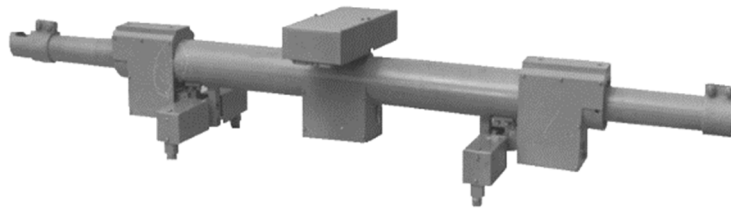


Fig. 1. Vibratory tubular conveyor

Thus, determining the vibration amplitudes and modes of the end-effector supported by elastic elements is the main objective of this article.

Main material presentation. The structural diagram of the vibratory tubular conveyor (VTC) is presented in Fig. 2.

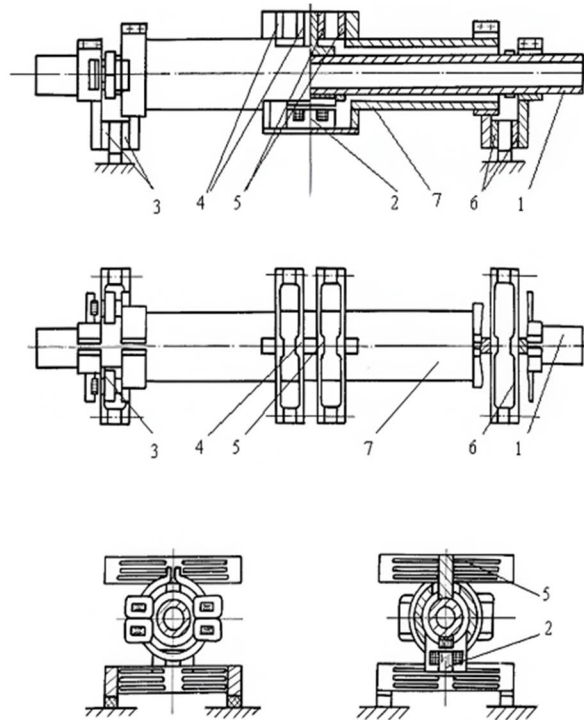


Fig. 2. Structural diagram of the vibratory tubular conveyor

The length of the VTC's end-effector is $l = 2 \text{ m}$, with an outer cross-sectional diameter of $d_{out} = 74.5 \text{ mm}$ and an inner diameter of $d_{in} = 68 \text{ mm}$. The VTC is designed with independent excitation of the end-effector's vibrations in both vertical and horizontal directions. The transverse excitation force $P(t)$ generated by the electromagnetic exciter (2), is applied at the midpoint of the end-effector. Along with the intended beneficial transverse vibrations that ensure uniform material transportation, undesirable parasitic vibrations may occur, disrupting the stability of material flow. The end-effector is mounted using four spring blocks (3, 4, 5, 6) attached to the reactive element (7).

The computational model of the VTC end-effector with elastic suspensions, supports, and an applied force is shown in Fig. 3. The elongated end-effector is supported by three elastic elements with stiffness values c_1, c_2, c_3 . The stiffness c_2 is considered as the total stiffness of spring blocks 4 and 5 (Fig. 2) since the distance between these blocks is minimal.

The motion model of the end-effector, treated as an elastic beam with free ends and distributed mass, is well-known from the literature, for example, in [4]. Given the significant length of the VTC's end-effector compared to its transverse dimensions, the general equation of free vibrations for the end-effector as an elastic beam with distributed mass, neglecting the rotational inertia of the cross-section, can be written as follows:

$$\frac{\partial^2 y}{\partial t^2} + c^2 \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} = 0, \quad (1)$$

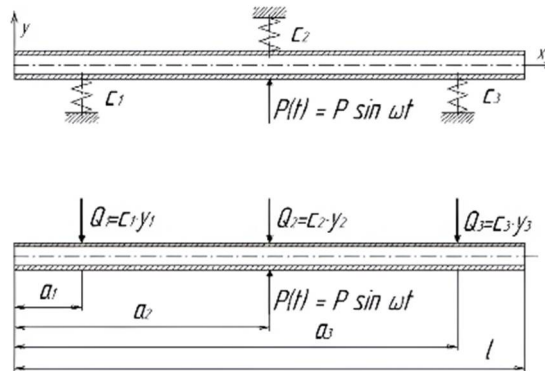


Fig. 3. Computational model of the vibratory tubular conveyor end-effector on elastic suspension under load conditions

where y is the displacement coordinate of the VTC end-effector points in the transverse (vertical) direction; x is the coordinate of the VTC end-effector points in the horizontal direction; t is time

$$c = \sqrt{\frac{EJ}{\mu}}$$

Here, EJ is the flexural rigidity (E is the modulus of elasticity, and J is the moment of inertia of the VTC end-effector's cross-section relative to the neutral axis perpendicular to the vibration plane); μ is the mass per unit length of the end-effector.

The solution to this equation for principal vibrations takes the form:

$$y(x, t) = \varphi(x) \sin(pt + \alpha), \quad (2)$$

where $\varphi(x)$ is the vibration mode function, p is the natural frequency of vibrations, and α is the phase shift angle of the vibration mode.

The integral function $\varphi(x)$ is equal to:

$$\varphi(x) = A \cos kx + B \sin kx + C \operatorname{ch} kx + D \operatorname{sh} kx, \quad (3)$$

where A, B, C, D are arbitrary constants determined from boundary conditions; $k^4 = \frac{\mu p^2}{EJ}$.

Due to the complexity of direct integration for boundary-value problems in beam vibrations, Krylov's functions method, known for simplifying integral forms and facilitating analytical and numerical solutions, is applied [4]. Thus, we rewrite the integral using Krylov's functions as follows:

$$\varphi(x) = AS(kx) + BT(kx) + CU(kx) + DV(kx), \quad (4)$$

where Krylov's functions $S(kx), T(kx), U(kx), V(kx)$ are defined as follows:

$$S(kx) = \frac{1}{2}(ch kx + cos kx), \quad T(kx) = \frac{1}{2}(sh kx + sin kx), \quad (5)$$

$$U(kx) = \frac{1}{2}(ch kx - cos kx), \quad V(kx) = \frac{1}{2}(sh kx - sin kx)$$

In this case, since the VTC end-effector has no fixed supports at its ends, the boundary conditions are as follows:

$$\varphi'''(0) = \varphi''''(0) = 0, \quad (6a)$$

$$\varphi'''(l) = \varphi''''(l) = 0. \quad (6b)$$

The integral that satisfies the condition at $x = 0$ (Eq. 6a) is:

$$\varphi(x) = AS(kx) + BT(kx). \quad (7)$$

For $x = l$:

$$\varphi(l) = AS(kl) + BT(kl) + \Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_p, \quad (8)$$

where $\Phi_1 + \Phi_2 + \Phi_3 + \Phi_p$ are the values of Krylov's partial integrals, which for our conditions are as follows

$$\begin{cases} \Phi_1(x) = \frac{c_1 y_1}{k^3 EJ} V[k(l-a_1)], \\ \Phi_2(x) = \frac{c_2 y_2}{k^3 EJ} V[k(l-a_2)], \\ \Phi_3(x) = \frac{c_3 y_3}{k^3 EJ} V[k(l-a_3)]. \end{cases} \quad (9)$$

where Φ_P is the disturbing harmonic force, $\Phi_P = -\frac{P}{k^3 EJ} V[k(l-a_2)]$.

By satisfying Eq. (6b), Eq. (8) can be rewritten as follows:

$$\begin{aligned} AU(kl) + BV(kl) + \frac{c_1 y_1}{k^3 EJ} T[k(l-a_1)] + \frac{c_2 y_2}{k^3 EJ} T[k(l-a_2)] + \\ + \frac{c_3 y_3}{k^3 EJ} T[k(l-a_3)] - \frac{P}{k^3 EJ} T[k(l-a_2)] = 0; \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} AT(kl) + BU(kl) + \frac{c_1 y_1}{k^3 EJ} S[k(l-a_1)] + \frac{c_2 y_2}{k^3 EJ} S[k(l-a_2)] + \\ + \frac{c_3 y_3}{k^3 EJ} S[k(l-a_3)] - \frac{P}{k^3 EJ} S[k(l-a_2)] = 0. \end{aligned}$$

Based on Eqs. (7) and (8), a system of three equations is obtained, which considers the displacements y_1, y_2, y_3 :

$$\text{For } x = a_1: AS(ka_1) + BT(ka_1) - y_1 = 0$$

$$\text{For } x = a_2: AS(ka_2) + BT(ka_2) + \frac{c_1 y_1}{k^3 EJ} V[k(a_2 - a_1)] - y_2 = 0; \quad (11)$$

For $x = a_3$:

$$AS(ka_3) + BT(ka_3) + \frac{c_1 y_1}{k^3 EJ} V[k(a_3 - a_1)] + \frac{c_2 y_2}{k^3 EJ} V[k(a_3 - a_2)] - \frac{P}{k^3 EJ} V[k(a_3 - a_2)] - y_3 = 0$$

Thus, the system of equations describing the natural vibration mode of the VTC end-effector, considering Eqs. (10) and (11), has the following form:

$$\begin{cases} AS(ka_1) + BT(ka_1) - y_1 = 0; \\ AS(ka_2) + BT(ka_2) + \frac{c_1 y_1}{k^3 EJ} V[k(a_2 - a_1)] - y_2 = 0; \\ AS(ka_3) + BT(ka_3) + \frac{c_1 y_1}{k^3 EJ} V[k(a_3 - a_1)] + \\ + \frac{c_2 y_2}{k^3 EJ} V[k(a_3 - a_2)] - \frac{P}{k^3 EJ} V[k(a_3 - a_2)] - y_3 = 0; \\ AU(kl) + BV(kl) + \frac{c_1 y_1}{k^3 EJ} T[k(l-a_1)] + \frac{c_2 y_2}{k^3 EJ} T[k(l-a_2)] + \\ + \frac{c_3 y_3}{k^3 EJ} T[k(l-a_3)] - \frac{P}{k^3 EJ} T[k(l-a_2)] = 0; \\ AT(kl) + BU(kl) + \frac{c_1 y_1}{k^3 EJ} S[k(l-a_1)] + \frac{c_2 y_2}{k^3 EJ} S[k(l-a_2)] + \\ + \frac{c_3 y_3}{k^3 EJ} S[k(l-a_3)] - \frac{P}{k^3 EJ} S[k(l-a_2)] = 0. \end{cases} \quad (12)$$

The analytical solution of Eq. (12) by means of the constants A and B is complex and impractical due to the high-order equations and nonlinear boundary conditions. Therefore, numerical methods

implemented in Mathcad software were utilized, providing efficient and accurate solutions that sufficiently meet practical engineering requirements.

The unknown constants can be determined from the following equation:

$$X = C^{-1}P, \quad (13)$$

where X is the column vector of unknowns, C is the coefficient matrix, and P is the column vector of external forces.

In expanded form, Eq. (13) can be rewritten as follows:

$$\begin{bmatrix} A \\ B \\ y_1 \\ y_2 \\ y_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S(ka_1) & T(ka_1) & -1 & 0 & 0 \\ S(ka_2) & T(ka_2) & \frac{c_1}{k^3 EJ} V[k(a_2 - a_1)] & -1 & 0 \\ S(ka_3) & T(ka_3) & \frac{c_1}{k^3 EJ} V[k(a_3 - a_1)] & \frac{c_2}{k^3 EJ} V[k(a_3 - a_2)] & -1 \\ U(kl) & V(kl) & \frac{c_1}{k^3 EJ} T[k(l - a_1)] & \frac{c_2}{k^3 EJ} T[k(l - a_2)] & \frac{c_3}{k^3 EJ} T[k(l - a_3)] \\ T(kl) & U(kl) & \frac{c_1}{k^3 EJ} S[k(l - a_1)] & \frac{c_2}{k^3 EJ} S[k(l - a_2)] & \frac{c_3}{k^3 EJ} S[k(l - a_3)] \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{P}{k^3 EJ} V[k(a_3 - a_2)] \\ \frac{P}{k^3 EJ} T[k(l - a_2)] \\ \frac{P}{k^3 EJ} S[k(l - a_2)] \end{bmatrix}. \quad (13)$$

The vibration mode function $\varphi(x)$ in separate sections can be generally written as follows:

For $0 \leq x \leq a_1$: $\varphi(x) = AS(kx) + BT(kx)$.

For $a_1 \leq x \leq a_2$: $\varphi(x) = AS(kx) + BT(kx) + \frac{c_1 y_1}{k^3 EJ} V[k(l - a_1)]$;

For $a_2 \leq x \leq a_3$:

$$\varphi(x) = AS(kx) + BT(kx) + \frac{c_1 y_1}{k^3 EJ} V[k(l - a_1)] + \frac{c_2 y_2}{k^3 EJ} V[k(l - a_2)] - \frac{P}{k^3 EJ} V[k(l - a_2)] \quad (14)$$

For $a_3 \leq x \leq l$:

$$\varphi(x) = AS(kx) + BT(kx) + \frac{c_1 y_1}{k^3 EJ} V[k(l - a_1)] + \frac{c_2 y_2}{k^3 EJ} \times \\ \times V[k(l - a_2)] + \frac{c_3 y_3}{k^3 EJ} V[k(l - a_3)] - \frac{P}{k^3 EJ} V[k(l - a_2)].$$

The final equation of system (14) is the general equation for the vibration mode of the VTC end-effector over its entire length. Thus, by determining the numerical values of the unknowns A , B , y_1 , y_2 , y_3 from Eq. (13) for given parameters of a mechanical vibration system with distributed mass and substituting them into the vibration mode equation for the end-effector, the mode shape of the end-effector at the specified excitation frequency ω can be obtained.

For the following parameters:

$$l = 2m; a_1 = 0.55m; a_2 = 1m; a_3 = 1.45m; E = 2 \cdot 10^{11} Pa; c_1 = 268000 N/m;$$

$$\mu = 7kg/m; J = 5.3 \cdot 10^{-7} m^{-4}; P = 200N; \omega = 157 rad/s; c_2 = 482142 N/m;$$

$$c_3 = 268000 N/m.$$

the vibration mode function $\varphi(x)$ takes the form shown in Fig. 4a.

By setting the excitation frequency to $\omega = 3000 rad/s$, the vibration mode of the end-effector is presented as shown in Fig. 4b.

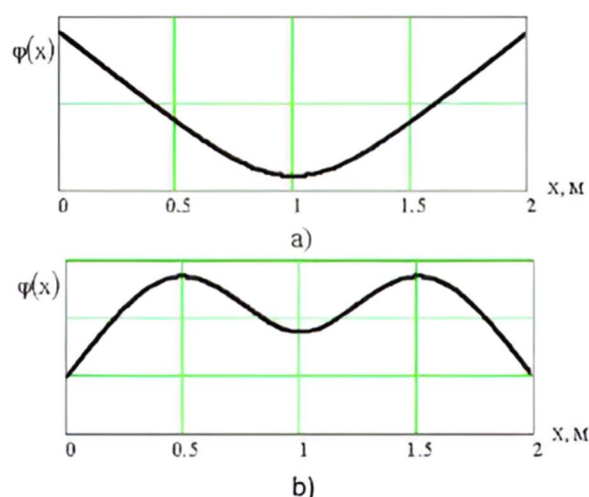


Fig. 4. Vibration modes of the VTC end-effector for the excitation frequency

(a) $\omega = 157 \text{ rad/s}$; (b) $\omega = 3000 \text{ rad/s}$

Conclusions. Based on the conducted research, the above-described mathematical model of the end-effector allows for the analysis of vibration modes as well as their amplitudes at each point of the end-effector. The developed mathematical model is an effective tool for determining parasitic dangerous vibration frequencies of the end-effector, which contributes to improving the operational reliability of the structure. The obtained results enable enhancing the accuracy of designing vibratory conveyors with elongated end-effectors on an elastic foundation, which will improve their operational reliability. These studies, as well as the identification of the most optimal attachment options for elastic elements, are planned to be further investigated in future scientific work.

References

1. Povidailo V. O. *Vibratory Processes and Equipment: Textbook*. – Lviv: Lviv Polytechnic National University Publishing House, 2004. – 248 p. [in Ukrainian]
2. Lanets O. S. *Highly Efficient Inter-Resonance Vibratory Machines with Electromagnetic Drive (Theoretical Foundations and Practical Development): Monograph*. – Lviv: Lviv Polytechnic National University Publishing House, 2008. – 324 p. [in Ukrainian]
3. Rao S. S. *Mechanical Vibrations*. – 6th Edition. – Pearson Education, 2018. – 1152 p.
4. Thomson W. T., Dahleh M. D. *Theory of Vibration with Applications*. – 5th Edition. – Pearson Education, 1997. – 544 p.
5. Schofield R. E., Yousuf M. The Design of a Linear 'Out of Phase' Vibratory Conveyor. *Transactions of the ASME. Series B. Journal of Engineering for Industry*. 1973 Vol. 95 No.1.
6. Czubak P. Vibratory conveyor of the controlled transport velocity with the possibility of the reversal operations. *Journal of Vibroengineering*, Vol. 18, No. 6, pp. 3539–3547, Sep. 2016. <https://doi.org/10.21595/jve.2016.17257>
7. Cieplak G., Wójcik K. Conditions for self-synchronization of inertial vibrators of vibratory conveyors in general motion. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, Vol. 58, No. 2, pp. 513–524, Apr. 2020. <https://doi.org/10.15632/jtam-pl/119023>
8. Gursky V., Kuzio I., Krot P., Zimroz R. Energy-saving inertial drive for dual-frequency excitation of vibrating machines. *Energies*, Vol. 14, No. 1, p. 71, Dec. 2020. <https://doi.org/10.3390/en14010071>
9. Kachur O., Lanets O., Korendiy V., Lozynskyy V. Controllable crank mechanism for exciting oscillations of vibratory equipment. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 43–52, 2021. https://doi.org/10.1007/978-3-030-77823-1_5
10. Kachur O., Lanets O., Korendiy V., Lozynskyy V. Mathematical modeling of forced oscillations of continuous members of resonance vibratory system. *Vibroengineering Procedia*, Vol. 38, pp. 13–18, 2021.
11. Korendiy V., Kuzio I., Nikipchuk S., Kotsiumbas O., Dmyterko P. On the dynamic behavior of an asymmetric self-regulated planetary-type vibration exciter. *Vibroengineering Procedia*, Vol. 42, pp. 7–13, May 2022. <https://doi.org/10.21595/vp.2022.22580>

Рецензент: Ланець О. С., д.т.н., професор, Національний університет «Львівська політехніка»

О.В. Крупський, О.С. Приходько

Луцький національний технічний університет

РОЗРОБКА ТА ВАЛІДАЦІЯ АГЕНТ-ОРІЄНТОВАНОЇ СИМУЛЯЦІЇ З ПРОСТИМ ШТУЧНИМ ІНТЕЛЕКТОМ ДЛЯ МОДЕЛЮВАННЯ ЕВОЛЮЦІЙНОЇ АДАПТАЦІЇ

Робота присвячена розробці агент-орієнтованої симуляції з агентами штучного інтелекту на основі правил для дослідження еволюційної адаптації в динамічному середовищі. Описано компоненти моделі (гени, сезони, клани) та представлено результати тестового запуску, що демонструють її функціональність.

Ключові слова: Агент-орієнтоване моделювання (АОМ), еволюція, генетична конкуренція, адаптація, симуляція, змінні ресурси, сезонність, клани, штучне життя, стратегії виживання.

O.V. Krupskiy, O.S. Prykhodko

DEVELOPMENT AND VALIDATION OF AN AGENT-BASED SIMULATION WITH A SIMPLE ARTIFICIAL INTELLIGENCE FOR MODELING EVOLUTIONARY ADAPTATION

The paper is devoted to the development of an agent-based simulation with rule-based artificial intelligence agents to study evolutionary adaptation in a dynamic environment. The components of the model (genes, seasons, clans) are described and the results of a test run demonstrating its functionality are presented.

Key words: Agent-based modeling (ABM), evolution, genetic competition, adaptation, simulation, variable resources, seasonality, clans, artificial life, survival strategies.

Introduction and problem statement. The concept of "survival of the fittest" is a fundamental principle of natural selection; however, the evolutionary process is significantly more complex than direct competition for resources [1–3]. In reality, the success of populations depends not only on genetic advantages but also on the ability to adapt to dynamic environmental conditions. For example, the survival of various insect species during the dinosaur extinction era demonstrates that "less fit" organisms can dominate due to strategic flexibility [4,5]. This paradox finds theoretical grounding in the Parrondo effect, where combining two losing strategies leads to a winning outcome [6,7].

Research on the Parrondo effect in biology [8–12], ecology [9,10,26], and social systems [19,27–29] highlights its universality for modeling adaptations in changing conditions. However, it remains understudied how resource fluctuations (e.g., seasonal food changes) influence the dominance of specific genes within a population. Our work addresses this gap using an agent-based simulation, which allows for the real-time observation of evolutionary strategies.

Analysis of the latest research and publications. Classical theories of natural selection [1–3] do not fully explain species diversity. Research has shown that survival depends on: genetic variability – the ability of populations to generate new traits [2]; adaptability to change – examples include transitioning from nomadic to colonial lifestyles [23,24], and 'dormancy' mechanisms in plants [9,26]; social interactions – cell cooperation in multicellular organisms reduces cancer risk [11,12], and clan structures enhance survivability [20,21].

The paradox where combining two losing strategies results in a win manifests in various biological systems: at the molecular level: phase variation in bacteria [8,25], regulation of gene expression [13]; at the ecosystem level: dominance of populations with 'inefficient' traits due to resource fluctuations [10,22]; in social dynamics: accumulation of social wealth through strategy switching [19,28].

Modeling Evolutionary Strategies Current research utilizes:

- Agent-based models (ABMs) for analyzing resource competition [27–29].
- Stochastic simulations to test the Parrondo effect in various environments [7,14–16].
- Nonlinear dynamic systems for predicting ecosystem evolution [10,17–19].

There is insufficient research linking seasonal resource fluctuations (e.g., food) with the dominance of specific genes (speed, endurance) through the lens of the Parrondo effect. Our simulation offers a tool for such analysis. The agent-based model simulates resource fluctuations (seasons) and allows tracking of how a gene combination ('Endurance' + 'Vision') becomes a winning strategy even under conditions of temporary loss (e.g., winter). The clan mechanism reflects the social aspects of the Parrondo effect – cooperation enhances survivability, similar to models in [11,19,28]. Gene mutations allow investigating whether random changes lead to the emergence of new 'paradoxical' strategies, as in the works of [8,24].

The aim of the study. To investigate the competitive dynamics of different genetic strategies and the role of social structures (clans) in population adaptation to the environment with variable resource availability using agent-based modeling (ABM).

Experimental methodology. An agent-based model (ABM) was created to study the evolution of genetic traits in a population under the influence of the environment. Main stages:

1. Model development. Environment: A 256x256 grid with seasonal resource dynamics (food appears with different intensity by season). Agents: They have parameters (energy metabolism, movement, vision, decision), a genome with 10 slots (5 types of alleles: speed, endurance, etc.) and are subject to the rules of energy balance, reproduction (with mutations) and clan formation (based on genetic similarity).

2. Implementation and testing. The model is programmed in Python with visualization. Running a test scenario: initial population - 20 agents with random genomes, seasonal food parameters (spring: 4, summer: 5, fall: 3, winter: 2 units/sec).

3. Data collection and analysis. We tracked population dynamics, gene distribution, and clan formation. A qualitative analysis of agent behavior (feeding, social interactions) confirmed the model's performance for further experiments.

Presentation of the main research material. To investigate the impact of seasonal resource availability fluctuations on the competitive success of different genetic strategies and the role of social structures (clans) in population survival, an agent-based model (ABM) was developed and implemented. The ABM allows simulating the behavior and interaction of autonomous agents (individuals) in a virtual environment, observing the emergent properties of the system at the population level. The model was implemented using the Python programming language and relevant libraries.

The simulated environment is a two-dimensional discrete space of size 256x256 cells. The primary resource in the environment is food, units of which appear in random empty locations on the grid. The dynamics of food appearance depend on the cyclical change of four seasons: Spring, Summer, Autumn, and Winter. Each season lasts for 180 seconds of simulation time. The intensity of food appearance is: Spring: 4 units/second; Summer: 5 units/second; Autumn: 3 units/second; Winter: 2 units/second. Seasons also impose global modifiers on agents: Summer: Energy consumption of all agents increases by 10%. Winter: Movement speed of all agents decreases by 10%.

Agents represent individual organisms in the population. The simulation is initialized with 20 agents placed in random positions. Each agent is characterized by the following parameters:

Energy: Agents have a current energy level, which is consumed for vital functions and movement. The base consumption is 1 energy unit per second (resting energy). Additionally, 0.5 energy units are consumed for each cell traversed. Consuming one unit of food restores 50* energy units (* - default parameter). The initial energy level of each agent is 99 units. The base maximum energy capacity is 500 units (can be modified by genes). An agent dies if its energy level reaches zero.

Movement: The base movement speed of an agent is 2 cells/second (can be modified by genes and seasonal effects).

Perception: Agents have a field of vision that allows them to detect food and other agents. The base vision radius is 10 cells (can be modified by genes).

Each agent possesses a genome consisting of 10 gene slots. Each slot can contain one of five possible alleles (gene types), which determine the agent's phenotypic traits:

Type 0 (Empty): No phenotypic effect.

Type 1 (Speed): Increases base movement speed by 10% for each gene of this type present.

Type 2 (Endurance): Decreases total energy consumption (base and movement) by 10% for each gene of this type present.

Type 3 (Vision): Increases base vision radius by 2 cells for each gene of this type present.

Type 4 (Max. Energy): Increases maximum energy capacity by 100 units for each gene of this type present.

The phenotypic characteristics of an agent are calculated based on the combination of genes in its genome. For example, the actual speed of an agent is calculated as:

$$V = V_{\text{base}} \cdot (1 + 0.1 \cdot N_{\text{speed}}) \cdot (1 - 0.1 \cdot \text{Winter_effect})$$

where V_{base} is the base speed, N_{speed} is the number of 'Speed' genes, and Winter_effect is 1 during Winter and 0 during other seasons. Other characteristics are calculated similarly.

Agent behavior is determined by a simple set of rules based on their state and perception of the environment, with the following action prioritization:

1. Food Search: If one or more food units are within the agent's field of vision, it moves toward the nearest one. If multiple agents move towards the same food unit simultaneously, the one arriving first obtains it.

2. Reproduction: If no food is in sight, but the agent has sufficient energy for reproduction (≥ 100 units), it searches for the nearest other agent also having ≥ 100 energy units, and moves towards it for mating.

3. Clan Assistance (if a clan member): If an agent is a clan member and receives a help signal from another member (with energy ≤ 5 units), and the agent itself has ≥ 150 energy units, it moves towards the agent needing help.

4. Calling for Help (if a clan member): If an agent's energy drops to ≤ 5 units, it ceases other actions, remains in place, and signals its clan members for help.

5. Waiting: If none of the above conditions are met, the agent remains stationary, minimizing energy expenditure.

Sexual reproduction occurs under the following conditions:

- Both potential parents are adjacent and have an energy level ≥ 100 units.
- Each parent expends 100 energy units for the reproduction attempt.

The probability of successful fertilization depends on the genetic similarity of the parents and is calculated using the formula:

$$P = ((S / N) \cdot (100 - P_{\min})) + P_{\min}$$

where: $N = 10$ – total number of gene slots; $P_{\min} = 5\%$ – minimum probability of successful reproduction; S – a measure of genetic similarity, calculated as the sum of the minimum counts of each gene type (1-4) in both parents.

- Upon successful reproduction, a random number of offspring (from 1 to 4) are produced.

- The genome of each offspring is formed by inheriting genes randomly selected from both parents.

Selection occurs slot by slot, with each parent having a 50% probability of transmitting their gene information for that slot.

- Each inherited gene slot has a 1% chance of mutation, meaning the allele changes to any other type (including 0) with equal probability.

After reproduction, the parents immediately disperse in random directions for 3 seconds (to reduce local competition) and enter a 30-second refractory period during which they cannot initiate new mating.

Agents can form social groups (clans) based on genetic similarity.

- Formation: An agent not belonging to a clan, possessing ≥ 7 genes of a single type (1, 2, 3, or 4), and having ≥ 200 energy units can attempt to create a new clan corresponding to that gene type. The attempt costs 50 energy units and has a 25% chance of success. Only one clan can exist for each gene type (1-4).

- Recruitment: The clan founder attempts to recruit new members (agents with ≥ 7 corresponding genes) every 35 seconds until the first success. Other clan members attempt recruitment every 30 seconds. If a clan member encounters a suitable candidate, recruitment occurs with an 80% probability.

- Intra-clan Assistance: Clan members can provide energy assistance (50 energy units) to other members of their clan who are near death (≤ 5 energy units), provided the donor has sufficient energy (≥ 150 units).

Result. This section presents the results of the simulation modeling for the baseline scenario, which is characterized by a balanced food value and distribution of food intensity by season. The results are visualized in Figure 1, which shows the dynamics of the total population size (top graph), the relative frequency (share) of each gene type (1-4) in the population gene pool (middle graph), and the dynamics of the number of members in clans for each gene type (bottom graph). Simulation parameters: food value - 50, intensity of emergence by season 4, 5, 3, 2 units per second.

In the conditions of moderate seasonal variability, the population of agents showed stable dynamics after the initial growth phase. The “Vision” gene (Gene 3) quickly established a dominant position, steadily maintaining a share of 40-50% of the total number of functional genes. The “Speed” (Gene 1) and “Endurance” (Gene 2) genes coexisted in the population, maintaining approximately the same, though lower, frequencies (about 20-30% each). The “Maximum Energy” gene (Gene 4) was the least competitive under these conditions, and its frequency rapidly decreased to minimal values. The simulations in this scenario were characterized by high stability (about 100% of successful launches). The clans were formed almost exclusively on the basis of the “Sight” gene, which correlates with its dominant position.

Conclusions. A software model of agent-based simulation for studying eco-evolutionary processes has been successfully developed and implemented. The model includes the genetic structure of agents, the impact of seasonal environmental changes, basic rule-based behavior (simple AI), and the mechanism for forming social groups (clans). The results of the test run confirmed the model's performance and its ability to simulate the competition of genetic strategies and basic population dynamics. The presented simulation

is a validated tool for further research on the influence of various factors on evolutionary adaptation, which will be presented in the next paper.

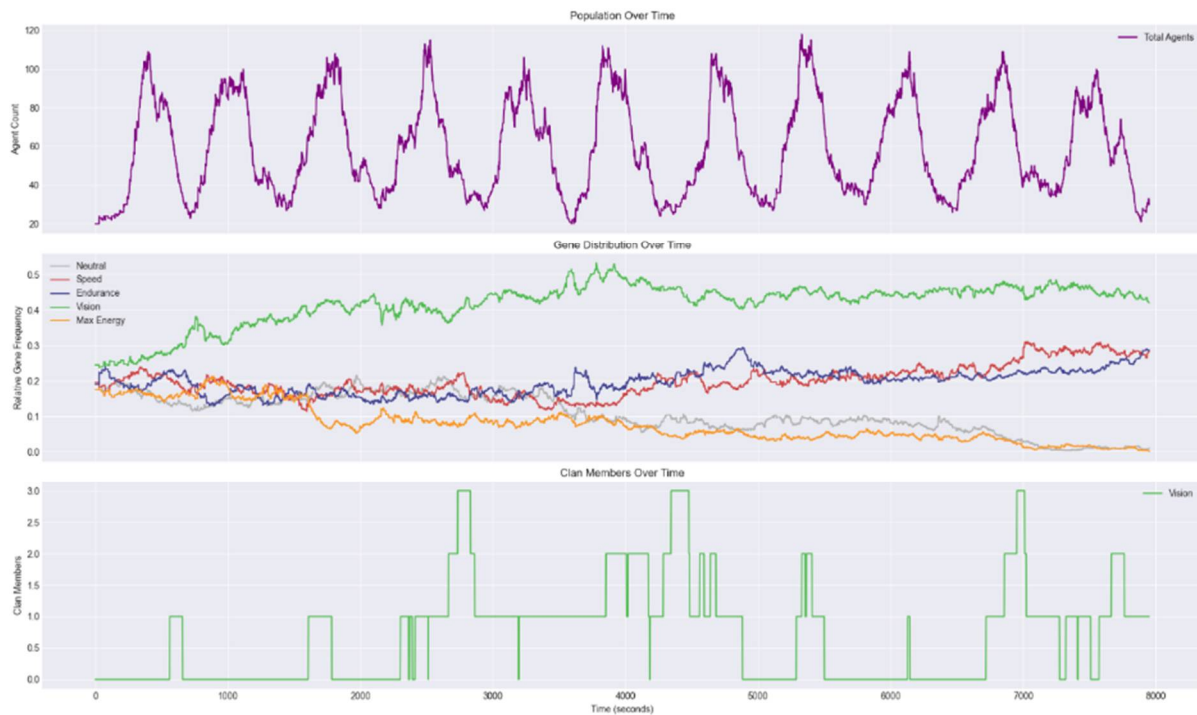


Figure 1. Simulation results with parameters: food value 50, seasonal intensity - 4, 5, 3, 2

List of references:

1. Spencer H. The principles of biology, vol. 1. Williams and Norgate; 1864.
2. Boyer S, Hérisant L, Sherlock G. Adaptation is influenced by the complexity of environmental change during evolution in a dynamic environment. *PLoS Genet* 2021;17(1):e1009314.
3. Lande R, Shannon S. The role of genetic variation in adaptation and population persistence in a changing environment. *Evolution* 1996:434–7.
4. Bateson P. Adaptability and evolution. *Interface Focus* 2017;7(5):20160126.
5. Badyaev AV. Role of stress in evolution: from individual adaptability to evolutionary adaptation. In: *Variation*. Elsevier; 2005. p. 277–302.
6. Harmer GP, Abbott D. Losing strategies can win by Parrondo's paradox. *Nature* 1999;402(6764):864.
7. Abbott D. Developments in Parrondo's paradox. In: *Applications of nonlinear dynamics: model and design of complex systems*. Springer; 2009. p. 307–21.
8. Wolf DM, Vazirani VV, Arkin AP. Diversity in times of adversity: probabilistic strategies in microbial survival games. *J Theor Biol* 2005;234(2):227–53.
9. Tan Z-X, Koh JM, Koonin EV, Cheong KH. Predator dormancy is a stable adaptive strategy due to Parrondo's paradox. *Adv Sci* 2020;7(3):1901559.
10. Cheong KH, Wen T, Benler S, Koh JM, Koonin EV. Alternating lysis and lysogeny is a winning strategy in bacteriophages due to Parrondo's paradox. *Proc Natl Acad Sci* 2022;119(13):e2115145119.
11. Wen T, Cheong KH, Lai JW, Koh JM, Koonin EV. Extending the lifespan of multicellular organisms via periodic and stochastic intercellular competition. *Phys Rev Lett* 2022;128(21):218101.
12. Liu D-M, Wu Z-X, Guan J-Y. Intercellular competitive growth dynamics with microenvironmental feedback. *Phys Rev E* 2023;108(5):054105.
13. Fotoohinasab A, Fatemizadeh E, Pezeshk H, Sadeghi M. Denoising of genetic switches based on Parrondo's paradox. *Phys A, Stat Mech Appl* 2018;493:410–20.
14. Rajendran J, Benjamin C. Playing a true Parrondo's game with a three-state coin on a quantum walk. *Europhys Lett* 2018;122(4):40004.
15. Lai JW, Cheong KH. Parrondo's paradox from classical to quantum: a review. *Nonlinear Dyn* 2020;100(1):849–61.

16. Rajendran J, Benjamin C. Implementing Parrondo's paradox with two-coin quantum walks. *R Soc Open Sci* 2018;5(2):171599.
17. Kocarev L, Tasev Z. Lyapunov exponents, noise-induced synchronization, and Parrondo's paradox. *Phys Rev E* 2002;65(4):046215.
18. Danca M-F, Chattopadhyay J. Chaos control of Hastings–Powell model by combining chaotic motions. *Chaos, Interdiscip J Nonlinear Sci* 2016;26(4).
19. Koh JM, Cheong KH. New doubly-anomalous Parrondo's games suggest emergent sustainability and inequality. *Nonlinear Dyn* 2019;96:257–66.
20. Capp J-P, Nedelcu AM, Dujon AM, Roche B, Catania F, Ujvari B, et al. Does cancer biology rely on Parrondo's principles? *Cancers* 2021;13(9):2197.
21. Mori L, Ben Amar M. Stochasticity and drug effects in dynamical model for cancer stem cells. *Cancers* 2023;15(3):677.
22. Posfai A, Taillefumier T, Wingreen NS. Metabolic trade-offs promote diversity in a model ecosystem. *Phys Rev Lett* 2017;118(2):028103.
23. Tan ZX, Cheong KH. Nomadic-colonial life strategies enable paradoxical survival and growth despite habitat destruction. *eLife* 2017;6:e21673.
24. Tan Z-X, Cheong KH. Periodic habitat destruction and migration can paradoxically enable sustainable territorial expansion. *Nonlinear Dyn* 2019;98:1–13.
25. Wolf DM, Vazirani VV, Arkin AP. A microbial modified prisoner's dilemma game: how frequency-dependent selection can lead to random phase variation. *J Theor Biol* 2005;234(2):255–62.
26. Gokhale CS, Sharma N. Optimizing crop rotations via Parrondo's paradox for sustainable agriculture. *R Soc Open Sci* 2023;10(5):221401.
27. Lai JW, Cheong KH. Social dynamics and Parrondo's paradox: a narrative review. *Nonlinear Dyn* 2020;101(1):1–20.
28. Wang L-G, Xie N-G, Xu G, Wang C, Chen Y, Ye Y. Game-model research on cooperation behavior of parrondo's paradox based on network. *Fluct Noise Lett* 2011;10(01):77–91.
29. Dinís L, Parrondo JM. Inefficiency of voting in Parrondo games. *Phys A, Stat Mech Appl* 2004;343:701–11.

Reviewer:

Pasternak Yaroslav, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor of the Department of Computer Science and Cybersecurity at Lesya Ukrainka Volyn National University.

С.Б. Мікуліч

Луцький національний технічний університет

ВИКОРИСТАННЯ НЕПРЯМОГО ПІДХОДУ МЕТОДУ ГРАНИЧНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ДО ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОГО НАПРУЖЕНОГО СТАНУ ПЛАСТИНЧАСТИХ ЕЛЕМЕНТІВ З ВКЛЮЧЕННЯМИ

У роботі представлено числову реалізацію методу дослідження напруженого стану нескінченних пластинок з жорсткими включеннями. Розв'язання задачі проводилося на основі сумісного використання методу граничних інтегральних рівнянь, апарату теорії функцій комплексної змінної. Числова реалізація запропонованого підходу здійснювалася за використання методу механічних квадратур та колокації. Тестування ефективності та точності запропонованого підходу проведено для випадку дослідження динамічного напруженого стану пластинчастого елемента з жорстким нерухомим круговим включенням за дії падаючої хвилі стиску. Отримані числові розв'язки порівнювалися з відповідними відомими у літературі аналітичними розв'язками. Відхилення результатів становило не більше 3%. Продемонстровано ефективність та універсальність розробленого підходу.

Ключові слова: метод граничних елементів, пластинки, напружений стан, включення, динамічне навантаження.

S.B. Mikulich

USE OF THE INDIRECT APPROACH OF THE BOUNDARY ELEMENT METHOD TO THE STUDY OF THE DYNAMIC STRESS STATE OF PLATE ELEMENTS WITH INCLUSIONS

The paper presents a numerical implementation of the method for studying the stress state of infinite plates with rigid inclusions. The problem was solved based on the combined use of the method of boundary integral equations and the apparatus of the theory of functions of a complex variable. The numerical implementation of the proposed approach was carried out using the method of mechanical quadratures and collocation. Testing of the proposed approach's effectiveness and accuracy was carried out to study the dynamic stress state of a plate element with a rigid fixed circular inclusion under the action of an incident compression wave. The obtained numerical solutions were compared with the corresponding analytical solutions known in the literature. The deviation of the results was no more than 3%. The effectiveness and versatility of the developed approach are demonstrated.

Keywords: boundary element method, plates, stress state, inclusion, dynamic loading.

Постановка проблеми. Майже у всіх інженерних конструкціях наявні концентратори напружень у вигляді отворів, включень чи підсилень. Оцінка концентрації напружень є важливою при визначенні надійності та термінів експлуатації відповідних деталей, особливо за динамічного чи вібраційного навантаження. Крім того, концентратори напружень впливають на втомне руйнування, що виникає через тріщини або пошкодження.

Слід відмітити, що концентрація напружень наявна також і у матеріалах з структурними неоднорідностями: порожнинами, отворами. За дії динамічних навантажень у таких матеріалах створюється градієнт напружень, що призводить до накопичення пошкоджень. Важливе значення мають дослідження розподілу напружень в околі таких концентраторів при вивченні механічної поведінки відповідних елементів конструкцій, особливо за наявності геометричної неоднорідності. Розподіл напружень та деформацій у таких елементах конструкцій істотно залежить від форми включення, його механічних, фізичних та геометричних характеристик. Ґрунтовний аналіз напружено-деформованого стану геометрично-однорідних тіл дозволяє запропонувати підходи до зменшення інтенсивності напружень шляхом підбору відповідних механічних і фізичних характеристик компонентів включення.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. У літературі для задач про дослідження концентрації напружень біля кругових включень за статичного та квазістатичного навантаження у нескінченних пластинках отримано аналітичні розв'язки у формі рядів у роботах О. М. Гузя, В. Д. Кубенка [1], Г. М. Савіна [2]. Для включень іншої геометрії: еліптичної, прямокутної та інших форм, у літературі використовуються наближені методи, зокрема, метод багатократних відображень [2].

Крім того, для дослідження такого класу задач вченими застосовувалися і напівчислові методи, такі як метод граничних елементів [3-5], що дозволило отримати сингулярні та регулярні інтегральні рівняння для випадку статичного та квазістатичного навантаження.

Проте, даний клас задач має велику актуальність і зараз, про що свідчать численні роботи [6-12], для розв'язання яких у літературі використовуються як числові, так і аналітично-числові методи.

У [6] представлено результати числового аналізу напруженого стану тонкої пружної прямокутної пластини з круглим отвором і кільцевим включенням із функціонально градієнтованого матеріалу, що отримані за використання методу скінченних елементів. У [7] запропоновано підходи до числового аналізу розподілу напружень у прямокутних пластинках з підкріпленими видовженими отворами за дії осесиметричного розтягувального навантаження.

У [8] представлено математичну модель задачі дослідження напружено – деформованого стану пластини з жорстким лінійним включенням за випадку дії статичного згинального навантаження, для розв’язання якої отримано сингулярне інтегральне рівняння. Метод сингулярних інтегральних рівнянь використовувався у [9] для побудови двовимірної моделі круглої пластини з криволінійним включенням та тріщиною. У [10] представлена аналітична модель переходу форми з 2D на 3D у тонких кругових елементах з включеннями за дії згинального навантаження.

Побудові аналітичних розв’язків задачі про напруженого стану пластинки з круговим м’яким та жорстким включенням присвячена робота [11]. Тут розв’язок Кірша модифіковано для випадку жорсткого або м’якого включення за використання теорії суперпозиції та критерію розподілу напружень.

У [12] запропоновано використання модифікованого методу граничних елементів до аналізу напружено-деформованого стану пластини з багат шаровим включенням довільної форми, що перебуває в умовах статичного навантаження. Однією з переваг використання методу граничних елементів є можливість визначити всі компоненти напружень та деформацій на межі розділу між включенням та матрицею. Крім того, використання такого підходу дозволило проводити числові дослідження для включень практично довільної форми. У [13] продемонстровано ефективність використання методу граничних елементів та граничних інтегральних рівнянь до дослідження динамічного напруженого стану пластинчастих елементів з розрізами.

У [14] побудовано інтегральні рівняння другої основної задачі для пластинчастих елементів з включеннями. Тут отримано вигляд фундаментальних функцій впливу напружень для випадку динамічного навантаження. Задачу зведено до системи сингулярних інтегральних рівнянь.

Постановка завдання. Метою даної роботи було розробити числову реалізацію сформованої у [14] методики дослідження динамічного напружено-деформованого стану тіл з включеннями та провести числовий аналіз для випадку нескінченних пластинок з жорсткими нерухомими включеннями кругової форми за дії квазістатичного одновісного навантаження.

Викладення основного матеріалу. Розглянемо пластинчастий елемент, у який впає жорстке включення (рис. 1). Включення додатково зафіксовано таким чином, щоб на границі пластинчастого елемента та включення були відсутні переміщення (рис. 1).

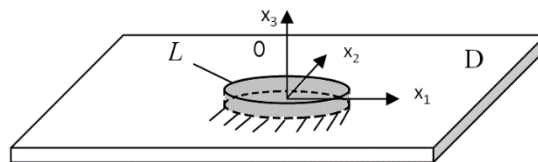


Рис. 1. Модель задачі

Позначимо через L границю контуру включення, через D – область, яку займає пластинка. Віднесемо пластинчастий елемент до декартової системи координат $Ox_1x_2x_3$, яку розмістимо у центрі ваги включення (рис. 1). Відповідно до [14], граничні умови задачі записуються у вигляді:

$$u_i|_L = 0, \quad i = 1, 2. \quad (1)$$

Тут u_1 та u_2 – відповідно переміщення точок границі пластинки в напрямку осей Ox_1 та Ox_2 .

Для розв’язання поставленої задачі використаємо метод граничних елементів [15]. Відповідно до [15], інтегральне представлення переміщень у випадку другої основної задачі можна подати у вигляді [14]:

$$u_i(x_1, x_2) = - \int_L u_j(x_1^0; x_2^0) \cdot P_{ji}^*(x_1; x_2; x_1^0; x_2^0) ds, \quad (2)$$

де P_{kj}^* — фундаментальні функції, що відповідають напруженню у k -му напрямку від дії одиничних сил у j -му напрямку. Для двовимірного випадку значення індексів приймаються: $k, j = 1, 2$.

Відповідно до [15], використовуючи вектор Буссинеска, фундаментальний тензор функцій впливу, що входять до інтегрального представлення (2), для випадку квазістатичного навантаження можна записати у вигляді, аналогічному до [14]:

$$P_{ii}^* = \frac{1}{2\pi} \left(F_1 n_i \frac{\partial r}{\partial x_i} + F_2 \frac{\partial r}{\partial n} + 2F_3 \left(\frac{\partial r}{\partial x_i} \right)^2 \frac{\partial r}{\partial n} \right),$$

$$P_{ij}^* = \frac{1}{2\pi} \left(F_4 n_j \frac{\partial r}{\partial x_i} + F_2 n_i \frac{\partial r}{\partial x_j} + 2F_3 \frac{\partial r}{\partial x_i} \frac{\partial r}{\partial x_j} \frac{\partial r}{\partial n} \right),$$

де \vec{n} — вектор нормалі до границі. Тут функції F_1, F_2, F_3, F_4 мають аналогічну структуру до [14]:

$$F_1 = \left(\frac{c_1^2}{c_2^2} - 1 \right) \psi' + \left(\frac{c_1^2}{c_2^2} - 2 \right) \chi' + \left(\frac{c_1^2}{c_2^2} + 1 \right) \frac{\chi}{r};$$

$$F_2 = \psi' - \frac{\chi}{r}, F_3 = -\chi' + 2 \frac{\chi}{r}, F_4 = \left(\frac{c_1^2}{c_2^2} - 2 \right) (\psi' + \chi') + \frac{c_1^2}{c_2^2} \frac{\chi}{r}.$$

У випадку вказістатичного навантаження відповідно до [15]:

$$\psi = \frac{i\pi}{2} \left(-H_0^2 \left(\frac{\omega r}{c_2} \right) + \frac{c_2}{\omega r} \left(H_1^2 \left(\frac{\omega r}{c_2} \right) - \frac{c_2}{c_1} H_1^2 \left(\frac{\omega r}{c_1} \right) \right) \right),$$

$$\chi = \frac{i\pi}{2} \left(H_2^2 \left(\frac{\omega r}{c_2} \right) - \frac{c_2^2}{c_1^2} H_2^2 \left(\frac{\omega r}{c_1} \right) \right),$$

де $r_i = \frac{\partial r}{\partial x_i}$, $r = \sqrt{(x_1 - x_1^0)^2 + (x_2 - x_2^0)^2}$; $H_k^2(z) = J_k(z) - iY_k(z)$ — функції Ганкеля II роду; $J_k(z)$, $Y_k(z)$ — відповідно функції Бесселя I та II роду, $i, j=1, 2$. Інтегрування вздовж границі проводиться за змінними x_1^0, x_2^0 .

Використовуючи запропоновану у [14] методику зведемо розв'язання задачі до системи інтегральних рівнянь, які у роботі отримано шляхом задоволення граничних умов (1) при підстановці інтегральних представлень (2) з урахуванням представлень для підінтегральних функцій, встановлення їх особливостей, виділення нерегулярних складових та використання формул Племеля-Сохоцького [2, 15] при граничному переході. Інтегральні рівняння поставленої у меті роботи задачі у матричній формі записуються:

$$C \cdot U + \int_L F \cdot U ds = P, \quad (3)$$

де $C = \begin{pmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{pmatrix}$ - матриця коефіцієнтів, що визначається при граничному переході за використання формул Племеля-Сохоцького [2, 15], $U = \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \end{pmatrix}$ - матриця невідомих переміщень, $P = \begin{pmatrix} P_1 \\ P_2 \end{pmatrix}$ - матриця відомих величин, що отримується при урахуванні впливу заданого навантаження шляхом задоволення граничних умов (1), $F = \begin{pmatrix} f_{11} & f_{12} \\ f_{21} & f_{22} \end{pmatrix}$ - матриця відомих підінтегральних функцій, які отримуються при задоволенні граничних умов (1) та мають вигляд:

$$f_{jk} = P_{jk}^* \Big|_{\substack{(x_1, x_2) \in L \\ (x_1^0, x_2^0) \in L}}$$

Система інтегральних рівнянь (3) розв'язувалася числово за використання методу механічних квадратур сумісно з методом колокації. Для цього проводилася параметризація границі контуру включення L у вигляді [2]:

$$x_1 = \varphi(\theta); \quad x_2 = \psi(\theta), \quad t = g(\theta) = \varphi(\theta) + i\psi(\theta), \quad 0 < \theta < 2\pi.$$

Враховуючи, що підінтегральні функції f_{jk} при малих значеннях аргументу є нерегулярними, використаємо уточнені квадратурні формули з урахуванням типу їх особливостей. Для інтегралів, що мають логарифмічну особливість використаємо квадратурні формули виду [16]:

$$\int_{\Omega} f(t, z_v) \ln r dt = h \sum_{n=1}^K f_{vn} \left(\ln \frac{r_n}{\xi_n} - \sum_{m=1}^M \frac{\xi_n^m}{m} \cos(\theta - \theta_n) \right) g'_n, \quad (4)$$

де

$$g'_n = g'(\theta_n), \quad \theta_n = hn, \quad z_v = z(\tilde{\theta}_v), \quad \tilde{\theta}_v = \theta_v + h/2, \quad v = \overline{1, K}, \quad h = 2\pi/K, \quad M = \frac{K}{2}.$$

Для решти інтегралів, що не мають логарифмічної та сингулярної особливості, використаємо такі квадратурні співвідношення підвищеної точності [17]:

$$\int_{\Omega} qf(t, z_v) dt = h \sum_{n=1}^K q_n f_{vn} g'_n, \quad (5)$$

де $f_{vn} = f(t_n, z_v)$.

При реалізації запропонованого підходу точки колокації вибиралися з урахуванням наступних залежностей [17]:

$$z_v = x_1 + ix_2, t_n = x_1^0 + ix_2^0, r = \sqrt{(x_1 - x_1^0)^2 + (x_2 - x_2^0)^2}.$$

Використання квадратурних формул (4)-(5) до інтегральних рівнянь (3) дозволяє звести розв'язання задачі до системи рівнянь, що записується у вигляді:

$$A \cdot U = P, \tag{6}$$

де $A = \{A_{jk}\}$, $A_{jk} = C_{jk} + F_{jk}$, $U = \{u_k\}$, $P = \{P_j\}$, $j, k = \overline{1..K}$

Для розрахунку головних нормальних напружень побудуємо аналітичні залежності у інтегральній формі. Для цього використаємо формули [2, 15] для випадку плоского напруженого стану:

$$\sigma_{11} = \rho \left(c_1^2 \frac{\partial u_1}{\partial x_1} + (c_1^2 - 2c_2^2) \frac{\partial u_2}{\partial x_2} \right), \sigma_{22} = \rho \left(c_1^2 \frac{\partial u_2}{\partial x_2} + (c_1^2 - 2c_2^2) \frac{\partial u_1}{\partial x_1} \right), \tag{7}$$

де c_1 , c_2 - швидкості хвиль розширення визначається та хвиль зсуву [2, 15], які у випадку плоского напруженого стану визначаються за формулами:

$$c_1^2 = \frac{E}{\rho(1 - \nu^2)}, c_2^2 = \frac{E}{2\rho(1 + \nu)}.$$

Тут E - модуль пружності першого роду матеріалу (модуль Юнга), ρ - густина матеріалу, ν - коефіцієнт Пуассона.

Підставляючи представлення для переміщень (2) у формули (7) отримуємо:

$$\begin{aligned} \sigma_{11} &= \int_L H_{11} u_1 ds + \int_L H_{12} u_2 ds, \\ \sigma_{22} &= \int_L H_{21} u_1 ds + \int_L H_{22} u_2 ds, \end{aligned}$$

де функції H_{ij} є відомими та при розрахунку напружень визначаються числово у відповідних точках. У випадку розрахунку напружень на границі включення та матриці було додатково встановлено особливості підінтегральних функцій та використано формули Племеля-Сохоцького [2, 15] при граничному переході.

Для перевірки достовірності та точності запропонованого аналітично-числового підходу проведемо тестування на задачі про дослідження концентрації напружень на границі жорстко в'язаного кругового нерухомого включення. Числові розрахунки проведемо для різних значень коефіцієнту Пуассона у випадку дії «падаючої» хвилі стиску, потенціали якої задаються [1, 2]:

$$\Phi = \Phi_0 e^{i\omega(\tau - \omega_1 x_1)}, \Psi = 0, \tag{8}$$

де ω - частота, $\omega_1 = \frac{\omega}{c_1}$, $\Phi_0 = \frac{\rho}{\omega^2}$. Хвиля поширюється у напрямку осі Ox_1 . 2D модель навантаження представлена на рис. 2.

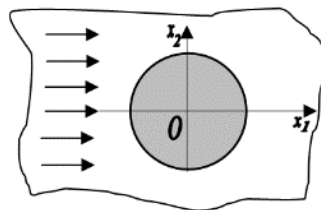


Рис. 2. 2D модель навантаження.

Така задача є динамічним аналогом задачі про концентрацію напружень біля отворів (включень) при двоосьовому основному напруженому стані. У випадку усталених коливань математично таке навантаження описується з допомогою плоскої пружної хвилі, що падає на отвір (включення). Така хвиля породжує відбиті хвилі. Сумарне хвильове поле визначає напружений стан у пружній пластинці. При цьому, на контурі включення виникають відбиті хвилі стиску, потенціали (8) Ψ та Φ яких задовольняють рівнянням Гемгольца [1, 2].

У [1, 2] за використання методу рядів отримано аналітичний розв'язок задачі у вигляді нескінченного ряду, що характеризується високою збіжністю. Відповідні результати у вигляді зображення з книги [1] наведено на рис. 3. Тут приймалося, що $\alpha = \omega_2 = \frac{\omega}{c_2}$.

Тому для тестування запропонованого підходу отримаємо розв'язок цієї ж задачі при аналогічних значеннях вхідних параметрів. Розрахунки проводитимемо у двох точках границі

контуру жорсткого включення: $\theta = 0$ та $\theta = \pi$.

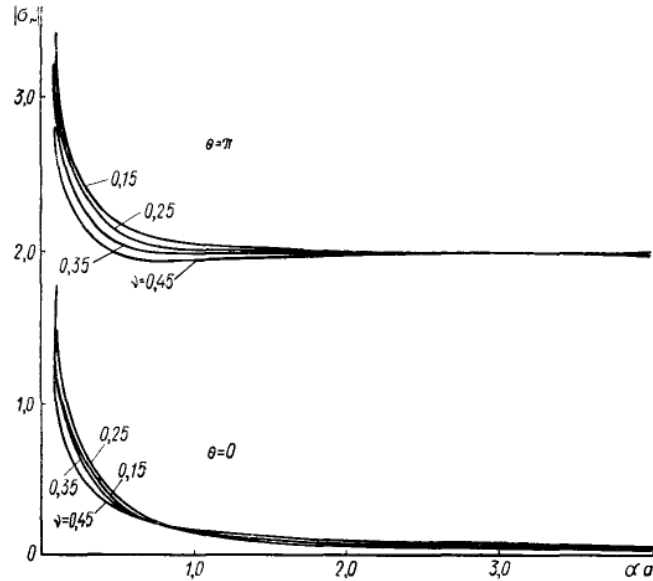


Рис. 3. Розподіл радіальних напружень на границі кругового нерухомого включення, отримані у [1] методом рядів

Результати числових розрахунків на основі розвиненої у роботі методики представлено на рис. 4. Тут наведено криві радіальних напружень для випадку аналогічних значень величин коефіцієнта Пуассона: $\nu=0,15, 0,25, 0,35$ та $\nu=0,45$ для зручності порівняння та аналізу. При розрахунках було вибрано $n=50$ точок розбиття границі включення.

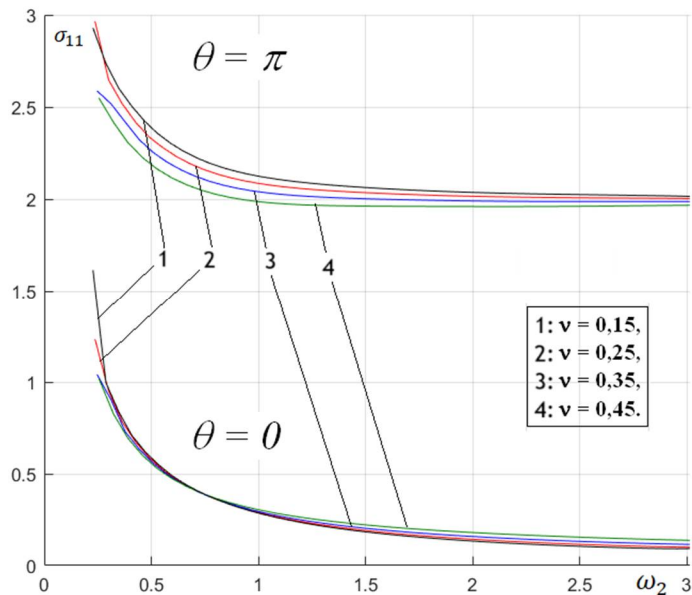


Рис. 4. Розподіл радіальних напружень на границі кругового нерухомого включення, отримані на основі розробленої методики

При порівнянні результатів, наведених на рис. 3 та рис. 4, видно, що напруження відрізняються на 2-3%, що підтверджує ефективність запропонованого підходу. Крім того, серед переваг розробленої методики є можливість проводити аналіз напруженого стану вздовж усіх точок границі включення, оскільки, на відміну від методу рядів, розв'язок будується для усіх точок границі одночасно. На рис. 5 наведено зміну розподілу нормальних напружень вздовж границі включення, що розраховані для декількох значень частотної характеристики $\omega_2 = 0,25; 0,5; 1,0; 1,5$.

Кільцеві напруження вздовж границі включення є значно меншими від радіальних напружень. Це пояснюється тим, що фронт хвилі діє вздовж осі Ox_1 , що у точці $\theta=0^\circ$ співпадає з напрямком нормалі до границі включення.

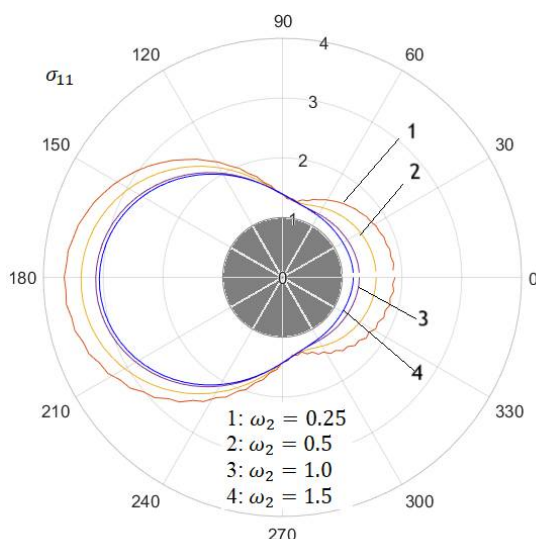


Рис 5. Зміна розподілу нормальних напружень вздовж границі включення

Розподіл кільцевих напружень, розрахованих у аналогічних точках: $\theta = 0$, $\theta = \pi$ наведено на рис. 6.

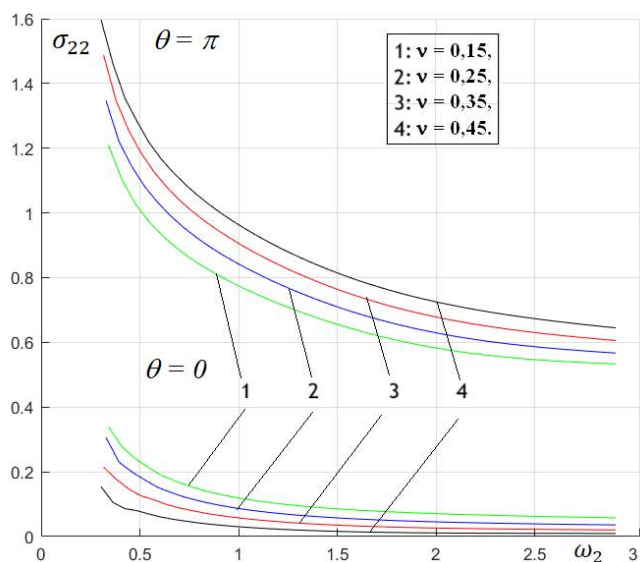


Рис. 6. Розподіл кільцевих напружень

Слід відмітити, запропонований у цій роботі підхід характеризується істотно ширшими можливостями розрахунків. Крім того, цей підхід є універсальним для дослідження напруженого стану у випадку включень іншої гладкої форми та не потребує, на відміну від методу рядів, жодних модифікацій. Переваги цього підходу будуть продемонстровані у ряді наступних досліджень.

Висновки

Запропонована у роботі числова реалізація методу, розвинутого у [14], що дозволяє проводити дослідження та аналіз дифракції пружних хвиль у пластинчастих елементах з жорсткими впадинами включеннями, є більш універсальною, що продемонстровано на основі числових розрахунків. Подальші дослідження будуть спрямовані на вивчення впливу концентраторів напружень у формі еліптичних включень, що є моделями зварних швів, на розподіл напружень.

Список використаних джерел

1. Guz, A.N., Kubenko, V.D. and Cherevko, M.A. Diffraction of Elastic Waves. Science Dumka, Kiev, 1978, 307 p.
2. Savin G. N. Stress distribution around holes. NASA, 1970, 1008 p.
3. Katsikadelis J.T. The Boundary Element Method for Engineers and Scientists: Theory and Applications (Second Edition), Academic Press, 2016, 446 p.

4. Gwinner J., Stephan E.P. *Advanced Boundary Element Methods: Treatment of Boundary Value, Transmission and Contact Problems*, Springer, 2018, 652 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-319-92001-6>
5. Banjai L., Sayas F.-J. *Integral Equation Methods for Evolutionary PDE: A Convolution Quadrature Approach*, Springer, 2022, 268 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-031-13220-9>
6. Hart E. L., Terokhin B. I. Computer Simulation of the Stress-Strain State of the Plate with Circular Hole and Functionally Graded Inclusion. *Journal of Optimization, Differential Equations and Their Applications (JODEA)*, 2021, 29, 1, PP. 42–53, DOI 10.15421/142103
7. Hart E.L., Hudramovich V.S. Computer Simulation of the Stress-Strain State of Plates with Reinforced Elongate Rectangular Holes of Various Orientations. *Strength of Materials and Theory of Structures*, 2022, 108, PP. 77-86. DOI: 10.32347/2410-2547.2022.108.77-86
8. Nazarenko O., Usov A., Volkova M., Kozin O. Mathematical Modeling of the Stress-Strain State of a Plate with Rigid Linear Inclusion and Mixed Boundary Conditions. *Вісник КрНУ імені Михайла Остроградського*, 1/2023 (138), PP. 22-28. DOI <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2023.1.2>
9. Zelenyak V., Kolyasa L., Klapchuk M., Oryshchyn O., Vozna S. Determining Patterns in Thermoelastic Interaction between a Crack and a Curvilinear Inclusion Located in a Circular Plate, *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2021, 6/7 (114), PP. 52-58. DOI: 10.15587/1729-4061.2021.24399
10. Oshri O., Biswas S., Balazs A.C. Modeling the behavior of inclusions in circular plates undergoing shape changes from two to three dimensions. *Phys. Rev. E*, 2019, 100, 043001. DOI: 10.1103/PhysRevE.100.043001.
11. Lavrenyuk V. I., Lavrenyuk N. V. The Stress–Strain State of a Plate with a Multilayer Inclusion. *International Applied Mechanics*, 2007, 43, 3, PP.329-334.
12. Rana A.K., Paulb S.K., Deya P.P. Stress field in an isotropic elastic solid containing a circular hard or soft inclusion under uniaxial tensile stress. *Materials Today: Proceedings*, 2019, 11, PP. 657–666. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2019.03.024>.
13. Shvabyuk V., Sulym H., Mikulich O. (2015) Stress State of Plate with Incisions under the Action of Oscillating Concentrated Forces, *Acta Mechanica et Automatica*, 9(3), 140-144. DOI 10.1515/ama-2015-0023.
14. Шваб'юк В.І., Фурс Т.В., Коменда Н.В., Мікулич С.Б. Інтегральні рівняння задачі дифракції хвиль у пружних середовищах з включеннями за дії нестационарних навантажень. *Наукові нотатки*, 75, Луцьк, 2023, С. 95-99.
15. Brebbia, C., Telles, J., Wrobel, L.: *Boundary element techniques*. Springer, New York, 1984.
16. Krenk. S., On quadrature formulas for singular integral equations of the first and second kind. *Quarterly of Applied Mathematics*, 33(3), 1975, 128-136. DOI:10.1090/qam/448967.
17. Lifanov I. K., *Singular Integral Equations and Discrete Vortices*, VSP, Utrecht, 1996.

Рецензент: Делявський Михайло Володимирович, д.т.н., професор кафедри прикладної математики та механіки ЛНТУ.

С. Ф. Кирилюк^{1,2}, Є. С. Кирилюк¹, Г.А. Баглюк¹

Інститут проблем матеріалознавства ім. І.М. Францевича НАН України, Київ, Україна¹
Донецький фізико-технічний інститут імені О.О. Галкіна НАН України, Київ, Україна²

ВПЛИВ ГАРЯЧОГО ШТАМПУВАННЯ НА СТРУКТУРУ ТА ВЛАСТИВОСТІ ПОРШКОВИХ КОМПОЗИТИВ СИСТЕМИ Fe-ФХ800–TiB₂

В статті наведені результати впливу деформованого стану матеріалу при гарячому штампуванні на структуру та фізико-механічні властивості порошкових композитів системи Fe-Cr-C. Аналіз деформованого стану матеріалу проводили на підставі моделювання процесу гарячого штампування пористої заготовки в відкритому штампі. Моделювання проводили методом скінченних елементів з використанням програмного комплексу DEFORM 2D/3D. Результати моделювання дали змогу встановити розподіл інтенсивності напружень та оцінити деформований стан матеріалу. Було встановлено, що в схемі котра реалізується визначаючою складовою деформації є радіальна складова. Також саме радіальна складова має безпосередній вплив на утворення зон малої течії матеріалу в об'ємі поковки. За результатами моделювання та локальної мікроскопії встановлений вплив інтенсивності деформації на мікроструктуру композитів. Аналіз мікроструктури досліджуваних композитів показав, що при деформуванні за запропонованою схемою відбувається лише ущільнення композиту без значного деформаційного зміцнення в зв'язку з відсутністю явної пластичної течії матеріалу. Проте, при цьому отримується однорідна структура що свідчить про низьку анізотропію механічних властивостей матеріалу. Отримані композити показали високі фізико-механічні властивості.

Ключові слова: гаряче штампування, деформація, карбідосталі, відносна густина, моделювання

S. Kyryliuk, Y. Kyryliuk, G. Bagliuk

INFLUENCE OF HOT FORGING ON THE STRUCTURE AND PROPERTIES OF POWDER COMPOSITES OF THE Fe-FKh800–TiB₂ SYSTEM

The results of the influence of the deformed state of the material during hot stamping on the structure and physical and mechanical properties of powder composites of the Fe-Cr-C system are presented. The analysis of the deformed state of the material was carried out on the basis of modeling the process of hot stamping of a porous workpiece in an open die. The modeling was carried out by the finite element method using the DEFORM 2D/3D software package. The modeling results made it possible to establish the distribution of stress intensity and evaluate the deformed state of the material. It was found that in the implemented scheme, the determining component of the deformation is the radial component. Also, it is the radial component that has a direct impact on the formation of zones of low material flow in the forging volume. According to the results of modeling and local microscopy, the influence of the deformation intensity on the microstructure of the composites was established. Analysis of the microstructure of the studied composites showed that during deformation according to the proposed scheme, only the compaction of the composite occurs without significant strain hardening due to the absence of obvious plastic flow of the material. However, a homogeneous structure is obtained, which indicates a low anisotropy of the mechanical properties of the material. The resulting composites showed high physical and mechanical properties.

Keywords: hot forging, deformation, carbide steels, relative density, modeling.

Вступ

Забезпечення вимог щодо збільшення ресурсу роботи вузлів та механізмів потребує застосування матеріалів з максимально високими фізико-механічними та функціональними властивостями. Карбідосталі є одними із матеріалів котрі показали свою ефективність та використовуються в вузлах та механізмах для підвищення ресурсу роботи агрегату в цілому. На ряду з відомими матеріалами, котрі зміцнені карбідами вольфраму та титану, останнє десятиліття в якості інструментальних матеріалів стрімко отримали розвиток сталі та сплави зміцненні карбідом хрому. Один із найбільших виробників в Європі інструментальних сталей концерн «Bohler-Uddeholm Corporation» розробив лінійку інструментальних сталей з карбідом хрому котрі отримуються, як ливарним виробництвом так і методами порошкової металургії. А тому пошук нових залізохромистих карбідосталей та підвищення їх фізико-механічних властивостей є досі актуальним не зважаючи на значну кількість досліджень в даному напрямку.

На рівні з розробкою нових компонентних складів матеріалу важливим є розроблення технології їх отримання котрі забезпечать низьку дефектність та високу однорідність матеріалу. Методи порошкової металургії за роки досліджень вже доказали свою перевагу над ливарним виробництвом оскільки спечені матеріали вирізняються однорідною структурою та низькою анізотропією властивостей. Проте класичні технологічні схеми порошкової металургії, що включають в себе підготовку шихти, пресування та спікання матеріалу, не завжди забезпечують отримання абсолютно компактного матеріалу (особливо з високим вмістом карбідної складової). Внаслідок цього виникає потреба у застосуванні технологічних схем, що базуються на використанні

високотемпературного спікання за наявності рідкої фази, статичного гарячого пресування або електророзрядного спікання, тощо [1–3].

За результатами досліджень, для отримання та компактування матеріалу, гаряче штампування поруватих заготовок показало себе одним з найбільш ефективних процесів порошкової металургії [4–8]. Гаряче пластичне деформування, дозволяє забезпечити отримання напівфабрикатів як простої так і складної форми з низькою залишковою поруватістю. Крім високої щільності пластична гаряче деформування дає змогу отримати дрібнозернисту структуру без додаткової термічної обробки [9]. Дрібнозернистість в такому випадку забезпечується, як за рахунок деформування вихідної заготовки, так і за рахунок отримання компакту при температурах нижчих за температуру при якій відбувається ріст зерна. Тим самим це вирізняє технологію гарячого штампування відносно інших методів порошкової металургії та ливарного виробництва, оскільки дає змогу отримати матеріал з високими фізико-механічними властивостями за меншу кількість технологічних переходів.

Як зазначалось вище, є велика кількість досліджень щодо отримання матеріалів класичними методами порошкової металургії. Проте останні роки, впливу деформації на процес ущільнення, структуру та фізико-механічні властивості приділяється все більше уваги. В роботах [10–14] відзначено, що методи гарячого пластичного деформування дають змогу отримати високощільні композити з високими фізико-механічними властивостями. При цьому авторами зазначається, що на ряду з технологічними параметрами гарячого штампування такими, як швидкість та температурний інтервал деформування важливе значення має напружено-деформований стан, який є визначаючим при структуроутворенні, а також при формуванні фізико-механічних властивостей матеріалу. Тому при дослідженні впливу гарячого деформування на процеси ущільнення, формозміни та структуроутворення значну увагу потрібно приділяти саме напружено-деформованому стану матеріалу.

Значна кількість публікацій присвячена саме отриманню хромистих карбідосталей методами порошкової металургії [15,16], проте майже відсутні роботи з їх отримання методами обробки металів тиском (в тому числі гарячим штампуванням). Також відсутня інформація щодо впливу напружено-деформованого стану при гарячому деформуванні на структуру та фізико-механічні властивості матеріалу, що є критично важливим при розробленні технології виготовлення деталей та вузлів машин та механізмів. А тому наведені в роботі дослідження дають змогу, за рахунок іншого підходу до виготовлення компакту, отримати принципово новий матеріал з іншими фізико-механічними властивостями.

Метою даної роботи є аналіз впливу деформованого стану при гарячому штампуванні у відкритому штампі на процес ущільнення та структуроутворення хромистої карбідосталі.

Методи і матеріали. Вихідними матеріалами слугували порошок заліза «ПЖР», високовуглецевий ферохром ФХ800 і порошок бориду титану (ТУ 6-09-03-7–78). Порошок високовуглецевого ферохрому отримували з кускового ФХ800 механічним подрібненням у шоківій дробарці та подальшим помелом у кульовому млині. Суміші для досліджень були обрані опираючись на попередні наші роботи [15,16], що показали найвищі фізико-механічні та триботехнічні властивості отримані методом вакуумного спікання. Порошкові суміші готували шляхом мокрого розмелювання-змішування в кульовому млині у середовищі спирту, склад сумішей наведено у табл. 1.

Табл. 1.

№ суміші	Вміст елементів, (% мас.)		
	Fe	ФХ800	TiB ₂
1	65	35	-
2	64,25	35	0,75
3	63,5	35	1,5

Зразки формували в закритій прес-формі при тиску 800 МПа. Заготовки попередньо нагрівали у печі в середовищі аргону до температури 1200°C протягом 20 хв., після чого проводили гаряче деформування у відкритому штампі, схема якого представлена на рисунку 1. Температура нагріву для зразків наведених сумішей, обиралась базуючись на попередніх дослідженнях [15,17], а саме впливу температури спікання на густину, об'ємну усадку та кінцеву пористість виробу.

Комп'ютерне моделювання процесу гарячого штампування, проводили методом скінченних елементів [18] за допомогою програмного комплексу DEFORM 2D/3D.

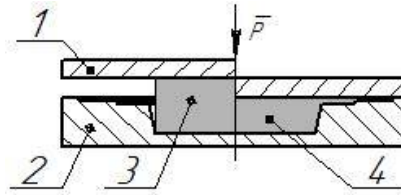


Рис. 1. Схема гарячого деформування: 1- бойок; 2 - матриця; 3 - заготовка; 4 – поковка

В якості реологічної моделі середовища, що деформується, була прийнята модель жорстко-пластичного поруватого тіла, матеріал якого підпорядковується умові пластичності виду [19, 20]:

$$f(\sigma_{ij}) = \sigma_i^2 + 6,2(1-\rho)^{1,028} p^2 = \rho^5 \sigma_s^2. \quad (1)$$

Тут ρ — відносна густина поруватого матеріалу, σ_s — границя плинності твердої фази матеріалу при заданих температурно-швидкісних умовах деформування, σ_i — інтенсивність напружень в поруватому тілі; p — гідростатичний тиск, які визначаються як:

$$p = (\sigma_z + \sigma_r + \sigma_\phi) / 3, \quad \sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_z - \sigma_r)^2 + (\sigma_z - \sigma_\phi)^2 + (\sigma_r - \sigma_\phi)^2 + 6\tau_{rz}^2}. \quad (2)$$

У результаті моделювання визначали також розподіл по осьовому перерізу заготовки відносної щільності ρ та інтенсивності деформацій ε_i :

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \int_0^t \sqrt{(\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}_r)^2 + (\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}_\phi)^2 + (\dot{\varepsilon}_r - \dot{\varepsilon}_\phi)^2 + \frac{3}{2} \dot{\gamma}_{rz}^2} dt; \quad (3)$$

$$\dot{\varepsilon}_z = \frac{\partial V_z}{\partial z}, \quad \dot{\varepsilon}_r = \frac{\partial V_r}{\partial r}, \quad \dot{\varepsilon}_\phi = \frac{V_r}{r}, \quad \dot{\gamma}_{rz} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial V_r}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial r} \right), \quad (4)$$

де V_r та V_z — радіальна та осьова компоненти вектора швидкостей швидкостей.

На рис. 2, а приведена схема вихідної заготовки. Середовище що деформується має вихідну поруватість 27 %, матеріал – AISI 431 (14X17H2), та для повної аналогії з експериментом поміщена в сталеву обойму, матеріал обойми – DIN C15 (Сталь 15). Також на рис 2, б, в представлена заготовка до та після гарячого деформування.



Рис. 2. Схематичне зображення вихідної заготовки (а), а також зразок до (б) та після деформування (в): 1 – сталеві обойми, 2 – верхня кришка; 3 – нижня кришка; 4 – досліджуваний матеріал

Мікроструктуру одержаних композитів досліджували за допомогою скануючого електронного мікроскопу Tescan Vega 3 LMU виробництва чеської фірми Tescan Brno s.r.o. Tescan Vega 3 LMU, що дозволяє отримати зображення структури з високою просторовою роздільною здатністю та глибиною різкості у відбитих (BSE) та вторинних (SE) електронах, а також дає інформацію про хімічний склад та будову.

Визначення твердості АМКМ проводили на приладі Novotest ТС-БРВ по методу Роквелла (шкала HRA). Механічні випробування проводили на універсальній машині «Ceramttest» з автоматичною реєстрацією результатів. Тестування на одновісне стиснення виконували на прямокутних зразках 3x3x4,5 мм. Спеціальні програми розрахунку кривих навантаження при стисненні дозволяють з врахуванням жорсткості машини розрахувати основні механічні характеристики матеріалів для цього вигляду випробувань. Випробування на стиснення дозволяють визначати границю пропорційності σ_{001} , границю плинності σ_{02} , границю міцності σ_b , деформацію до руйнування $\varepsilon_{пл}$ і оцінювати модуль пружності для високопоруватих станів.

Результати досліджень та їх обговорення. Досліджено вплив деформованого стану на структуру гарячештампованих композитів системи Fe-Cr-C-TiB₂. На рис. 3 наведені епюри

розподілу інтенсивності деформацій по об'ємі поковки ε_i . З епюр бачимо, що на початковій стадії деформування (рис. 3, а) інтенсивна течія матеріалу спостерігається в верхній частині перерізу заготовки при цьому поширення відбувається в напрямку торця порожнини матриці. При подальшому деформуванні до моменту формування облою (рис. 3, б, в) характер розподілу інтенсивності деформацій не змінюється а відбувається накопичення величини деформації від 0,265 до 0,560. При цьому варто відмітити що в нижній частині перерізу зберігається зона понижених значень деформацій котра протягом процесу деформування змінює свою форму з конусоподібної на циліндричну. В кінці процесу (рис. 3, г) спостерігаємо вирівнювання інтенсивності деформацій по об'єму в межах $\varepsilon_i=0,56\div 0,62$. Варто також відмітити, що в кінці деформування в кутових зонах котрі граничать з зовнішньою циліндричною поверхнею утворюється зона застійних деформацій (в нижній частині перерізу) та зона підвищених значень деформацій (в об'ємі матеріалу біля облойної канавки). На нашу думку, дані зони утворюються за рахунок того що на протязі всього процесу деформування матеріал перетікає переважно з об'єму біля вісі поковки в напрямку бічної стінки матриці, а на фінальній стадії при доущільненні течія спрямована в напрямку облойної канавки.

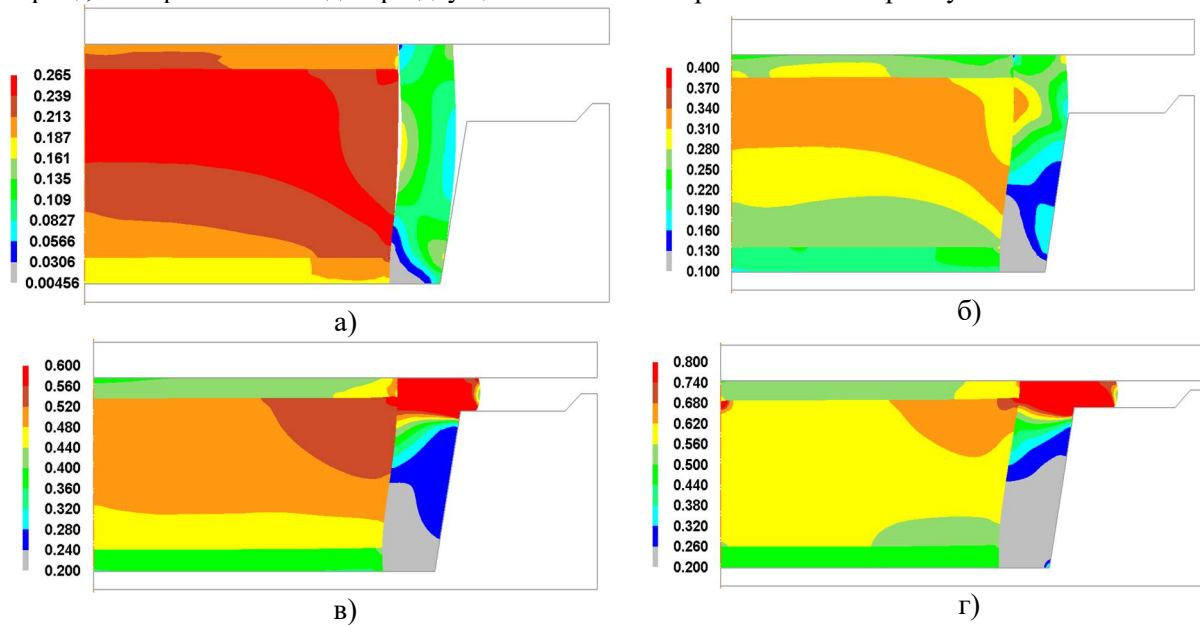


Рис. 3. Розподіл інтенсивності деформацій ε_i по об'єму поковки на різних стадіях деформування

З епюр (рис. 4) бачимо, що радіальна складова є вирішальною при утворенні зони застійних деформацій (в нижній частині перерізу) та зони підвищених значень деформацій (в об'ємі матеріалу біля облойної канавки). Також з аналізу епюр бачимо, що на фінальній стадії деформування (рис. 4, а) спостерігається чітке розмежування в об'ємі поковки по величині деформацій. Так в верхній частині перерізу радіальна деформація коливається в межах від 0,018 до 0,07, а в нижній частині від $-0,008$ до 0,018. Проаналізувавши величини осьових деформацій в верхній частині перерізу ($\varepsilon_z=-0,82\div -0,730$) та нижній частині ($\varepsilon_z=-0,73\div -0,64$) (рис. 4, б) бачимо що після заповнення порожнини матриці та вирівнювання деформацій по об'ємі поковки нижня частина майже не деформується в осьовому напрямку, що в свою чергу також підтверджує що саме радіальна складова має найбільший вплив на розподіл інтенсивності деформацій в об'ємі поковки. Аналіз розподілу сумарного вектору швидкостей (рис. 4, г) а також його направленість показує що радіальна складова течії матеріалу є домінуючою при деформуванні та направлена від вісі поковки до бічної поверхні матриці. З аналізу епюри розподілу щільності в об'ємі поковки (рис. 4, в) бачимо, що нижня частина поковки має нижчу відносну щільність ніж верхня (0,997 та 0,998 відповідно), що обумовлено тим що в верхній частині перерізу інтенсивність течії та величина складових деформацій була значно вища ніж в нижній.

Відповідно до розрахункової схеми було проведено експериментальне дослідження для встановлення впливу схеми гарячого деформування (рис. 1) на фазо- та структуроутворення. Після гарячого деформування, досліджуваний матеріал був вилучений з капсуля після чого були виготовленні зразки під подальший мікроструктурний аналіз (рис. 5). Зразки вирізались таким чином щоб досліджувана поверхня співпадала з діаметральною площиною, а отже поверхня, що досліджується повністю співпадає з перерізом котрий розглядається при комп'ютерному

моделюванні. Мікроструктуру досліджували в певних точках перерізу, котрі між собою принципово відрізнялись величинами деформацій та течії матеріалу.

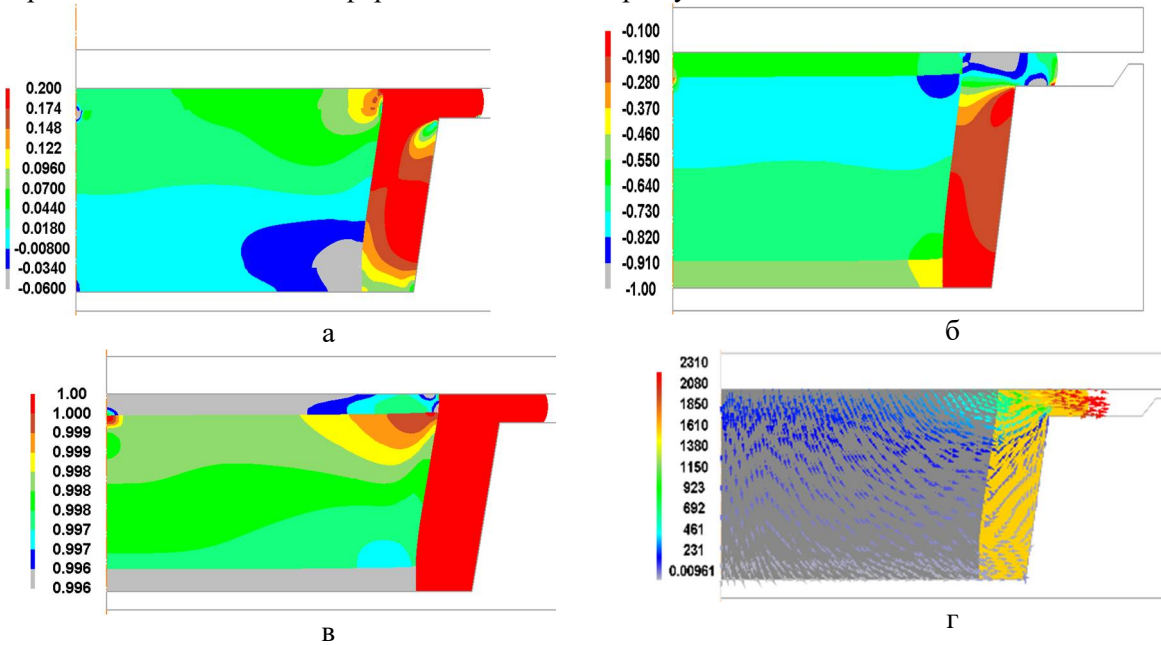


Рис. 4. Розподіл деформації та відносної щільності по перерізу поковки на фінальній стадії процесу: а – радіальна деформація ε_r ; б – осьова деформація ε_z ; в – відносна щільність θ ; г - розподіл сумарного вектору швидкостей U по об'єму поковки



Рис. 5. Зразок для мікроструктурного аналізу:

1 - нижня частина перерізу матеріалу, зона з мінімальною течією матеріалу; 2 - центральна частина половини перерізу, зона з величиною деформацій котрі характерні для більшості перерізу; 3 - зона що граничить з бойком, найбільш навантажена зона перерізу; 4 - об'єм матеріалу біля облойної канавки, зона матеріалу з найбільш інтенсивною течією матеріалу.

Отримані знімки мікроструктури були накладені на епюру інтенсивності деформацій для подальшого аналізу (рис. 6). Як бачимо з залежності, мікроструктура матеріалу легovanого 1,5 (% мас.) TiB_2 в точках 1-3 не відрізняється між собою та відзначається однаковим середнім розміром зерна, величиною включень а також відсутня явна впорядкованість в напрямку деформування не зважаючи на різну направленість течії матеріалу в цих точках. В свою чергу, в тоці 4 матеріал відрізняється меншою залишковою поруватістю а також проглядається направленість в структурі матеріалу, а саме в напрямку розташування облойної канавки. Аналіз отриманих епюр показав, що в даному об'ємі, після заповнення порожнини матриці спостерігається зона інтенсивної течії матеріалу напрямком якої співпадає з направленістю структури. Враховуючи вище викладене можемо зробити висновок, що при інтенсивності деформацій на проміжку від 0,56 до 0,62 відбувалось лише ущільнення матеріалу без його пластичної течії, а отже дані величини деформацій забезпечують отримання компакту з відносно низькою залишковою поруватістю але без додаткового деформаційного зміцнення. При цьому, подальше збільшення інтенсивностей деформацій до 0,74 призводить до інтенсифікації процесу ущільнення, зниження залишкової поруватості а отже і до збільшення міжфазової адгезії.

Аналіз залежності між інтенсивністю деформацій та структурою для матеріалу Fe-35ФХ800-0,75 TiB_2 (рис. 7) показав що по всьому об'ємі поковки отримали матеріал з однорідною структурою. Детальний аналіз показав що для всіх точок середній розмір зерна не відрізняється, також відсутня будь яка направленість в структурі а залишкова поруватість не відрізняється.

© С. Ф. Кирилюк, Є. С. Кирилюк, Г.А. Баглюк

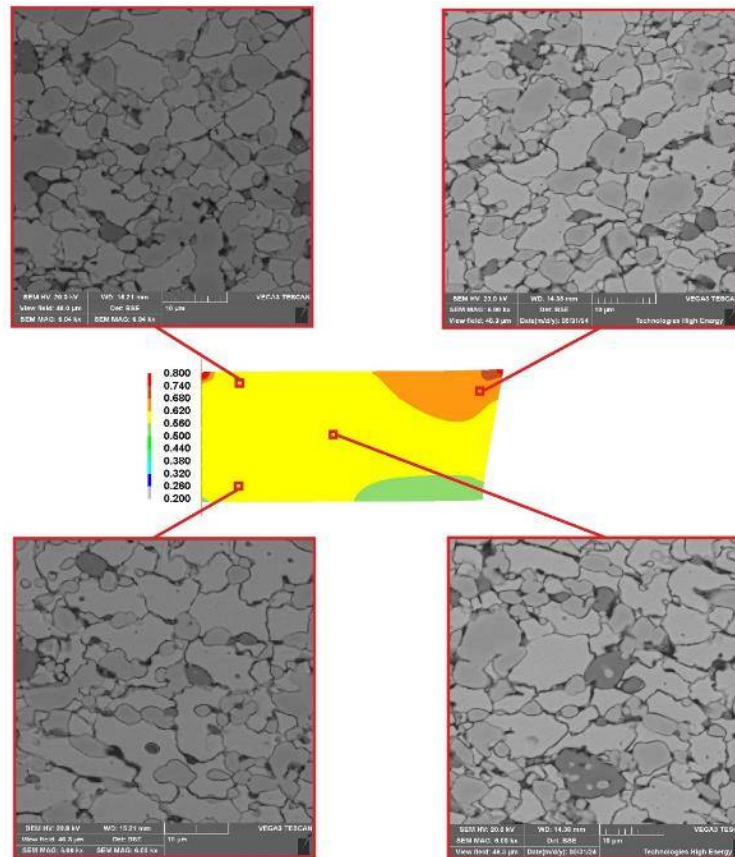


Рис. 6. Залежність між інтенсивністю деформацій та структурою матеріалу складу Fe-35ФХ800-1,5TiB₂

З цього можемо зробити висновок, що для матеріалу Fe-35ФХ800-0,75 TiB₂ експериментальна схема забезпечує однорідність структури, а отже і низьку анізотропію властивостей, не зважаючи на наявні зони інтенсивної течії матеріалу. Також можемо зробити висновок, що досягнення інтенсивності деформацій величиною 0,74 для даного матеріалу, забезпечує лише його компактування без пластичної течії матеріалу.

Резюмуючи вище викладене бачимо що не зважаючи на однаковий напружено-деформований стан, схема гарячого деформування що досліджується по різному впливає на структуроутворення двох матеріалів близьких за хімічним складом. При більш детальному порівнянні результатів мікроскопії та локального мікрорентгеноспектрального аналізу було встановлено, що під час нагріву та при гарячому штампуванні в матеріалі Fe-35ФХ800-0,75TiB₂ утворюється більша кількість твердих включень (таких, як M₂C₃, M_x(CB)_y) котрі перешкоджають пластичній течії матеріалу та знижують пластичність композиту в цілому порівняно з матеріалом Fe-35ФХ800-1,5TiB₂. При цьому отримані композити показали досить високі механічні властивості наведені у таблиці 2.

Табл. 2.

Залежність фізико-механічних властивостей залізохромових композитів від вмісту легуючої добавки та температури деформування

%, мас. TiB ₂	T °C, нагріву	γ, г/см ³ після ГШ	HRA	σ ₀₂ , МПа	σ _в , МПа	ε _{пл} , %
0	1200	6,92	67	997	2725	10,2
1,5	1200	7,32	71	1044	2514	8,5
0,75	1200	7,25	70	1099	2917	10,0

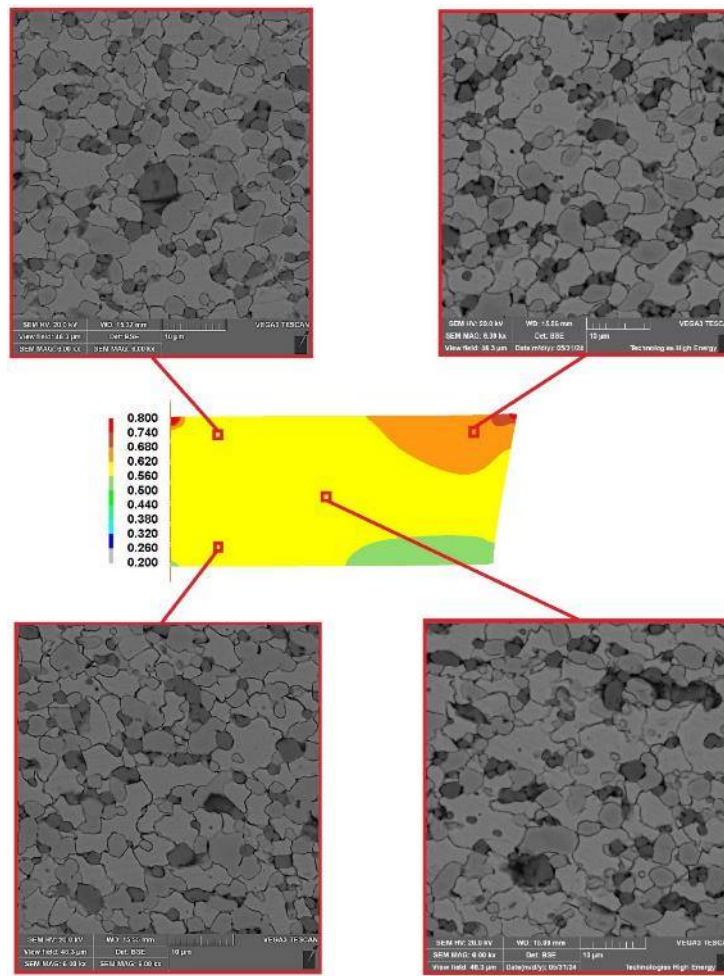


Рис. 7. Залежність між інтенсивністю деформацій та структурою матеріалу складу Fe-35ФХ800-0,75TiB₂

Висновки

1. Досліджувана схема гарячого деформування забезпечує однорідний розподіл інтенсивності деформацій в більшості об'єму поковки в межах $0,560 \pm 0,620$, проте варто відмітити застійну зону та зону інтенсивної течії матеріалу в нижній та верхній частині перерізу які утворюються за рахунок значної неоднорідності розподілу радіальних деформацій.
2. Такий характер розподілу деформацій по об'єму поковки не має значного впливу на мікроструктуру композиту, в більшості об'єму забезпечується однорідна мікроструктура без будь-якої направленості, що свідчить про низьку анізотропію механічних властивостей композиту.
3. Оскільки в процесі деформування відбувається в основному компактування композитів, то для додаткового деформаційного зміцнення досліджуваних матеріалів, необхідно використовувати схеми деформування котрі забезпечать аналогічний деформований стан при цьому величина інтенсивності деформацій має становити вища ніж 0,62 для Fe-35ФХ800-1,5TiB₂ та 0,74 для Fe-35ФХ800-0,75TiB₂.
4. Гаряче деформування при температурі 1200° С призводить до перекристалізації та росту зерен матеріалу, такий характер структуроутворення безпосередньо впливає на міцнісні характеристики отриманих композитів.

Література

1. Upadhyaya A., Upadhyaya G.S. Powder Metallurgy: Science, Technology and Materials. - Universities Press; 1st edition. 536 p. (2011).
2. Danninger H., Calderon R., Gierl-Mayer Ch. Powder Metallurgy and Sintered Materials. - In Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry, Wiley-VCH Verlag GmbH&Co KGaA, Weinheim. 57 p. (2017).
3. Сизоненко О.Н., Ивлиев А.И., Баглюк Г.А. Перспективные процессы изготовления порошковых материалов. – Николаев : НУК, 376 с. (2014).

4. Fischmeister H. F., Arén B., Easterling K. E. Deformation and densification of porous preforms in hot forging. *Powder Metallurgy*. 14 (27), 144-163 (2014).
5. Brian James W. Powder forging. *Reviews in particulate materials*. 2, 173-214 (1994).
6. Дорофеев Ю. Г., Гасанов Б. Г., Дорофеев В. Ю. и др. Промышленная технология горячего прессования порошковых изделий. – М.: Металлургия, 206с. (1990).
7. Huppman, W.J., Hirschvogel, M. Powder forging. *International Metals Reviews*, 23 (233), 209–239, (1978).
8. Hendrickson A. A., Machmeier P. M., Smith D. W. Impact forging of sintered steel preforms. *Powder Metallurgy*, 43 (4), 327–344 (2000).
9. Buckingham R.C., Argyrakis C., Hardy M.C., Biroscas S. The effect of strain distribution on microstructural developments during forging in a newly developed nickel base superalloy. *Materials Science & Engineering A*, 654, 317–328 (2016).
10. Губенко С. І., В. М. Беспалько. Вплив боридних включень на механічні та технологічні властивості сталі 04X14T3P1Ф [Електронний ресурс]. Литво. Металургія. 2024 : матеріали 20-ї, 13-ї Ювілейної Міжнар. наук.-практ. конф., 28-30 травня 2024 р. / Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т" [та ін.]; заг. ред. О. І. Пономаренко. – Електрон. текст. дані. – Харків ; Київ, 2024. – С. 365-369.
11. Bandhu, D., Barno, A.S., Ali, E. *et al.* Recycling of agro-industrial waste by fabricating laminated Al-metal matrix composites: a numerical simulation and experimental study. *Int J Interact Des Manuf* (2024). <https://doi.org/10.1007/s12008-024-01759-5>.
12. Li Wang, Xiaoguang Fan, Fangyuan Lu, Yongfeng Liang, Shuangbiao Li. Improving the formability and mechanical properties of TiAl alloy by direct forging of uncondensed powder *Materials Science and Engineering: A*, Volume 890, January 2024, 145890.
13. Gang Wu, Jianfeng Tang, Nan Wang, Yuguang Cao, Jinheng Luo, Yongnan Chen. Effect of strain rate-induced microstructure on mechanical behavior of dual-phase steel, *Journal of Materials Research and Technology*, Volume 18, 2022, Pages 2093-2103, ISSN 2238-7854, <https://doi.org/10.1016/j.jmrt.2022.03.123>.
14. Markovsky, P.E., Janiszewski, J., Bondarchuk, V.I. *et al.* Effect of Strain Rate on Mechanical Behavior and Microstructure Evolution of Ti-Based T110 Alloy. *Metallogr. Microstruct. Anal.* 10, 839–861 (2021). <https://doi.org/10.1007/s13632-021-00797-9>.
15. Kyryliuk, Y., Maslyuk, V., Mamonova, A. *et al.* The Structure and Properties of 65 wt.% Fe–35 wt.% FK_h800 Chromium Carbide Steel Doped with Titanium Boride Additions. *Powder Metall Met Ceram* 59, 585–591 (2021).
16. Kyryliuk, Y., Maslyuk, V., Mamonova, Gripachevsky A., Varchenko V. The Effect of Titanium Boride Additives on the Structure, Phase Composition, Mechanical and Tribological Properties of the Fe-Cr-C System Powder Composite Materials *Proceedings - Euro PM2020 Congress and Exhibition 2020*, 5-7 October 2020.
17. Y. Kyryliuk, G. Bagliuk, A. Mamonova, V. Maslyuk. Synthesis of Fe-Based Alloy Reinforced with Chromium Carbide Via Sintering of Iron-Ferrochrome Powder Mixture. *Powder Metallurgy Progress*, 2021, 21(1), pp. 18–26.
18. М.Б.Штерн, О.В.Михайлов, А.О. Михайлов, Узагальнена континуальна модель пластичності порошкових та пористих матеріалів (2021) Порошкова металургія, #01/02, Київ: ППМ ім.І.М.Францевича НАН України, С.27-44.
19. Ковальченко М. С. Теоретические основы горячей обработки пористых материалов давлением. – Киев, Наукова думка, 1980, 240 с.
20. Shima, S., Oyane, M. Plasticity Theory for Porous Metals. *International Journal of Mechanical Sciences*. 18, 285–291 (1976).

І.В. Красіков, І.Є. Красікова, О.О. Васільєв

*Інститут проблем матеріалознавства ім. І.М. Францевича НАНУ***РЕАЛІЗАЦІЯ ШВИДКОГО ОБЧИСЛЕННЯ МУЛЬТИФРАКТАЛЬНОГО СПЕКТРА ТРИВИМІРНОГО ЗОБРАЖЕННЯ**

В роботі з алгоритмічної точки зору розглянуто метод обчислення мультифрактальних характеристик методом box counting для тривимірних зображень. Показано, що застосування алгоритмів префіксних сум, швидкого піднесення до степеня та багатопотокових обчислень забезпечує можливість ефективного аналізу зображень великого обсягу (десятки гігавокселів) за прийнятний час (від десятків секунд до кількох хвилин) за рахунок підвищеного використання оперативної пам'яті. Запропоновано методику оптимального вибору розміру зображення з метою максимізації кількості точок на графіках залежностей узагальнених статистичних сум від розмірів боксів, що сприяє підвищенню точності обчислень. Надано алгоритмічні рішення для реалізації ефективною багатопотоковою обробки даних.

Ключові слова: мультифрактальна розмірність, алгоритм, тривимірні структури, програмне забезпечення, ефективність

I.V. Krasikov, I.E. Krasikova, O.O. Vasiliev

IMPLEMENTATION OF FAST CALCULATION OF THE MULTIFRACTAL SPECTRUM OF A THREE-DIMENSIONAL IMAGE

This paper examines the algorithmic aspects of calculating multifractal characteristics using the box-counting method for three-dimensional images. It is demonstrated that the application of prefix sums, fast exponentiation, and multithreaded computing enables efficient analysis of large images (tens of gigavoxels) within a reasonable time frame (from tens of seconds to several minutes) at the cost of increased RAM consumption. A methodology for selecting the optimal image size is proposed to maximize the number of points on the graphs of generalized statistical sum dependencies on box size, thereby improving calculation accuracy. Algorithmic solutions for efficient multithreaded data processing are also presented.

Keywords: multifractal dimension, algorithm, three-dimensional structures, software, efficiency

1. Problem formulation.

The application of multifractal analysis in materials science is gradually expanding from two-dimensional problems (e.g., the analysis of polished sections and cross-sections) to three-dimensional ones, driven by advancements in both experimental and computational technologies. In the three-dimensional case, the analysis encompasses the entire structure of an object without attempting to reduce its characteristics to those of its two-dimensional sections. While a relationship between two-dimensional and three-dimensional structural characteristics undoubtedly exists — particularly in the context of multifractal descriptions — its nature remains insufficiently explored. At the same time, modern research methods enable the acquisition of three-dimensional structural information, necessitating the development of efficient methods for calculating multifractal characteristics in three-dimensional structures.

From an algorithmic perspective, the problem of calculating multifractal characteristics for three-dimensional objects is a direct generalization of its two-dimensional counterpart and reduces to computing the spectrum of multifractal dimensions for a three-dimensional matrix of binary values (0/1) using the box-counting method. The primary challenge in transitioning to three-dimensional analysis lies in the increased computational complexity and memory requirements, which scale at least proportionally to the matrix size N . Consequently, the direct application of algorithms that exhibit acceptable efficiency in the two-dimensional case becomes impractical and necessitates substantial algorithmic optimization.

Notably, the choice of algorithms in scientific research on materials science is often underexplored. Researchers frequently provide only references to third-party software (if used) or omit descriptions of the implemented methods entirely. This lack of methodological transparency complicates the reproducibility of results and the comparability of different approaches, particularly given that different algorithmic strategies can lead to significant variations in multifractal analysis outcomes (e.g., [1], which compares results obtained via the box-counting and caliper methods).

This paper presents a methodology for the efficient computation of the multifractal dimension spectrum D_q using the box-counting method. Various factors affecting the accuracy of multifractal characteristic calculations for three-dimensional images are examined. While the primary focus is on three-dimensional structures, the proposed approach is equally applicable to two-dimensional cases without modification. The box-counting method was chosen for its versatility and widespread use, particularly in the field of materials science.

2. Materials and methods.

The computational times, averaged over 10 computational experiments, were obtained on an Alfa Server workstation equipped with two Intel Xeon Platinum 8280 processors (56 cores/112 threads), 512 GB of DDR4 RAM, and running Ubuntu 20.04.6 LTS. In all experiments, a set of seven values of the moment order q (see below) was used to illustrate a typical scenario.

The box-counting method is one of the most widely used techniques for assessing the multifractal characteristics of complex structures in materials science. A detailed description of this method can be found, for example, in [2,3]. The method involves covering the studied object with a grid of boxes of size ε and analyzing the dependence of the number of occupied boxes on ε . For multifractal analysis, a generalized statistical sum is used:

$$Z(q, \varepsilon) = \sum_i p_i^q(\varepsilon) \quad (1)$$

where $p_i(\varepsilon)$ is the probability of object points falling into the i -th box. The multifractal dimension is then defined as:

$$D_q = \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \frac{-1}{q-1} \frac{\ln Z(q, \varepsilon)}{\ln(\varepsilon)} \quad (2)$$

The case of $q=-1$ is considered separately and does not impact the computational efficiency.

Taking into account the limited range of fractality, the dimensionality in a real structure is calculated as:

$$D_q = \frac{-1}{q-1} \frac{d \ln Z(q, \varepsilon)}{d \ln(\varepsilon)} \quad (3)$$

where the computation is performed within the fractality range, defined as the region of ε values for which the dependence of $\ln(Z(q, \varepsilon))$ on $\ln(\varepsilon)$ is linear.

The task of computing the D_q spectrum involves constructing a matrix of generalized statistical sums $Z(q, \varepsilon)$ and further processing this data. Determining the fractality range (the set of ε values for which the graph of $Z(q, \varepsilon)$ versus ε in double logarithmic coordinates is a straight line) and calculating the D_q spectrum from the obtained datasets are not addressed in this paper, as they do not impact computational efficiency and constitute a separate algorithmic problem deserving independent study.

In the following, we limit ourselves to cubic images represented as an $N \times N \times N$ matrix. The box counting method involves dividing the image into boxes of size ε , which requires N to be divisible by ε . The number of valid values of ε directly influences computation time but is also critical for the accuracy of the D_q spectrum calculation.

3. Results and discussion.

Selection of image and box sizes.

For accurate analysis of three-dimensional images represented as bit matrices of size $N \times N \times N$, it is crucial to maximize the precision of multifractal dimension (D_q) calculations. This requires the largest possible set of box size values (ε). Increasing the number of possible ε values enhances the accuracy of approximating the dependence of the generalized statistical sum on the box size but also increases computational costs. At the same time, to ensure complete coverage of the object by the grid of boxes, ε values must be divisors of N .

An analysis of the number of divisors of integers in the range $1 \leq N \leq 3000$ (Fig. 1) demonstrates that selecting values such as $N=1260, 1440, \dots$, which correspond to the maximum number of divisors in this range (see sequence A067128 in OEIS [4]), is most advantageous. For experimental data where N does not correspond to one of these optimal values—especially when N has a small number of divisors—it is preferable to discard "extra" parts of the data at the image edges and select the closest N with a sufficient number of divisors. This approach has minimal impact on the accuracy of D_q calculations, given the negligible influence of edge effects on multifractal dimension computations [5].

When studying artificially generated models of three-dimensional structures rather than experimentally obtained data, it is possible to choose an appropriate model size from the outset, taking into account available memory and allowable computation time.

Matrix scanning and box occupancy calculation.

The computation of generalized statistical sums for each pair (q, ε) requires determining the number of unit elements in each box of size ε .

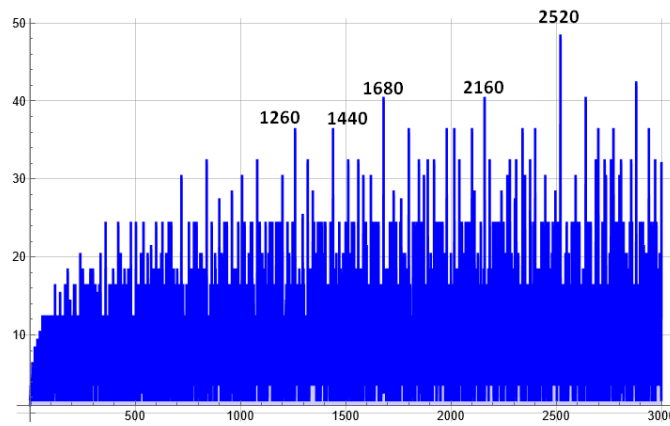


Fig. 1. Number of divisors for integers from 1 to 3000

When using a direct scanning approach (brute force method), the entire matrix is processed repeatedly for each divisor ε of N . The computation time increases significantly with growing N (see Table 1).

Table 1

Computation time for generalized statistical sums using the brute force method for different values of N .

N	1260	1440	1680	2520
Calculation time, min	19.6	29.2	72.0	197.2

Pseudo-code for the method:

```

for Divisors  $N \varepsilon$  do
  for  $i = 0$  to  $N/\varepsilon$ 
    for  $j = 0$  to  $N/\varepsilon$ 
      for  $k = 0$  to  $N/\varepsilon$ 
        Scan the box  $(i*\varepsilon, j*\varepsilon, k*\varepsilon)-(i*\varepsilon+ \varepsilon, j*\varepsilon+ \varepsilon, k*\varepsilon+ \varepsilon)$ 
        Calculation of  $n_i$  and  $p_i$ 
        for Value  $q_i$  do
          Calculate  $(p_i)^{q_i}$  and sum with  $Z(q, \varepsilon)$ 
    
```

Note that when N is an exact power of some number (typically 2, less commonly 3), transitioning from a smaller divisor to a larger one results in each larger box being composed of a certain number (2^d or 3^d , where d is the dimension of the space) of smaller boxes already considered in the previous step. This enables a more efficient computation of the number of unit elements in a larger box by summing the corresponding values from the smaller boxes. This approach is used, for instance, in [6]. However, the number of divisors in such cases is relatively small — for example, for $N=2048$, there are only 12 divisors, whereas for nearby values of N , such as 1680 or 2160, the number of divisors reaches 40. Therefore, despite being a common practice, relying on "power" values of N is generally inadvisable, as demonstrated in [7], where it is shown that such an approach can lead to significant errors in the computation of fractal dimensions.

Conversely, for values of N with a large number of divisors, the larger boxes do not fully consist of smaller boxes. As a result, the number of unit elements within them must, at least partially, be recomputed at each step. The following method provides an efficient solution to this problem.

Prefix sum method.

Computational efficiency can be significantly improved by constructing a prefix sum matrix $M[i][j][k]$, which stores the cumulative sum of the unit elements in the submatrix $(0,0,0)-(i,j,k)$. Using this structure, the number of unit elements in any given box can then be determined via the inclusion-exclusion principle:

$$\begin{aligned}
 &M[i][m][n] - M[i-1][m][n] - M[i][j-1][n] - M[i][m][k-1] \\
 &+ M[i-1][j-1][n] + M[i-1][m][k-1] + M[i][j-1][k-1] \\
 &- M[i-1][j-1][k-1]
 \end{aligned}$$

The main drawback of this approach is the significant increase in memory consumption due to the use of an auxiliary matrix, whose size greatly exceeds that of the original bit matrix. This is because, if fully populated with ones, the values in the auxiliary matrix can reach N^3 . The use of 4-byte unsigned

integers imposes a limit of $N=1625$. Considering the previously discussed data on the number of divisors, the optimal values are $N=1440$ or $N=1260$. In these cases, the total memory required to store both the bit and auxiliary matrices is approximately 11.5 GB and 7.7 GB, respectively.

If 8-byte unsigned integers are used, the maximum feasible value of N increases to approximately 2.6 million voxels. However, the computational complexity — requiring the processing of 1.8×10^{19} matrix elements — far exceeds the capabilities of modern computing systems, even with multi-threaded processing. Additionally, the memory required for storing the matrices would reach 130 exabytes, making such an approach infeasible.

Even for a relatively modest value of $N=2520$, the total memory required for storing both matrices reaches 121 GB. Thus, considering the hardware limitations of general-purpose computing systems, the optimal range of N values at the current level of technology is 1260–1440 voxels. If a substantial amount of RAM is available, this range can be extended to 1680–2520 voxels.

Constructing the prefix sum matrix in a single scan significantly improves computational efficiency. However, this step is poorly suited for parallelization due to dependencies between data elements: each element $M[i][j][k]$ is computed based on the previously calculated values $M[i-1][j][k]$, $M[i][j-1][k]$, and $M[i][j][k-1]$. The corresponding pseudocode is presented below:

```

for i = 1 to N do
  for j = 1 to N do
    for k = 1 to N do
      M[i][j][k] = Src[i-1][j-1][k-1]
        + M[i-1][j][k] + M[i][j-1][k] + M[i][j][k-1]
        - M[i-1][j-1][k] - M[i-1][j][k-1] - M[i][j-1][k-1]
        + M[i-1][j-1][k-1];
    
```

The order of the nested loops must be maintained as specified due to processor architecture constraints. Altering the traversal order results in a several-fold increase in computation time due to disruptions in data cache locality.

Parallelizing the computation of prefix sums is an extremely challenging task. The dependence of each matrix element on previously computed values imposes a strict calculation order, making it impossible to evenly distribute the workload across threads. Implementing a parallel algorithm requires complex synchronization mechanisms, which introduce significant overhead, effectively nullifying the potential performance gains. Attempts to develop an efficient parallel algorithm for prefix sum computation have not yielded substantial improvements; even in the best case, the achieved speedup was negligible compared to the considerable increase in code complexity.

Given these limitations, a single-pass scan of the bit matrix was chosen as the preferred approach. This method enables the subsequent retrieval of π values for all boxes, regardless of their size, in $O(1)$ time. The time required to construct the prefix sum matrix for various values of N is presented in Table 2.

Table 2

Computation time for the prefix sum matrix at different values of N

N	1260	1440	1680	2520
Calculation time T , s	10,0	15,1	38,3	136,6
$T/N^3 \times 10^9$	5,0	5,1	8,1	8,5

A sharp increase in the T/N^3 ratio is associated with the transition to a larger matrix element size (from 4 bytes to 8 bytes), as well as with cache locality issues arising from large memory sizes.

Once the auxiliary prefix sum matrix has been constructed, the next step is to compute the generalized statistical sums matrix.

Computing generalized statistical sums.

At this stage of the algorithm, a matrix of generalized statistical sums must be constructed. For each value of q , this matrix consists of a vector of double values, one for each ε .

Using fast exponentiation.

Experience gained during the development of Fraculator [9], a program for computing the multifractal characteristics of two-dimensional images, indicates that employing the fast exponentiation algorithm [10] instead of the standard `pow` function for integer values of q significantly improves performance [11]. As shown in Table 3, simply replacing the `pow` function call with fast exponentiation results in a performance increase of approximately 1.7-fold for typical input matrix sizes.

Table 3

Computation time for the matrix of generalized statistical sums for different values of N using various optimization methods

N	Calculation time, s		
	Serial		Parallelized
	Standard pow function	Fast exponentiation	
1260	488	283	13.9
1440	730	423	20.3
1680	1705	1012	48.7
2520	5077	4246	162.0

Parallelization of Computation.

Further acceleration of calculations is achieved through multithreading. However, simply dividing the calculation of generalized statistical sums between threads for different ϵ values is inefficient and provides little or no real speedup. This is because while $\epsilon=1$ requires processing N^3 boxes, $\epsilon=2$ requires only $N^3/8$ and so on. The total computation time for all ϵ values is estimated as follows:

$$\sum_{i=1}^{\infty} \frac{1}{n^3} \approx 1.202 \tag{4}$$

where the time for calculating the generalized statistical sum for $\epsilon=1$ is assumed to be 1. Even if all sums except for $\epsilon=1$ are calculated instantly across all threads, this only speeds up the calculation by 17%. Therefore, standard parallelization algorithms, including those using OpenMP, are not applicable.

The solution involves finer-grained parallelization, i.e., parallelizing computations for the same value of ϵ . Since the computation for $\epsilon=2$ is much smaller than for $\epsilon=1$, multithreading is used only for $\epsilon=1$, while other ϵ values are processed in a single thread as separate tasks.

Given a limited number of processors/cores, it is important to distribute the workload evenly. To achieve this, a simplified model is used: out of M threads, K threads handle $\epsilon > 1$, while the remaining threads work on $\epsilon=1$. The total computation time is minimized by considering the expression (5) derived from Equation (4), when it reaches its minimum:

$$\frac{1}{M - K} + \frac{0.2}{K} \tag{5}$$

The highest computing speed is achieved when the optimal distribution of threads is found ($K=0.31M$).

In the program, the calculation for $\epsilon=1$ was divided into 64 parts, which were dynamically assigned to threads. The number of threads was determined by the condition in Equation (5). For other ϵ values, each sum was computed as a separate task. To avoid the overhead of mutexes, atomic task indices were used with `std::atomic<int>`.

Figure 2 shows a general block diagram of the D_q spectrum calculation.

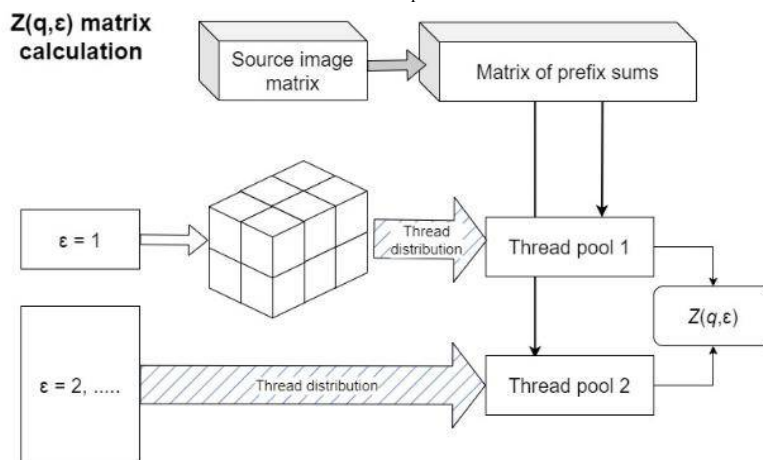


Fig. 2. Scheme for calculating the matrix of generalized statistical sums

As can be seen from Table 3, parallelization allowed us to speed up the calculations by approximately 20 times (for the given computer architecture and number of cores). Other optimizations at the architectural level (memory alignment, unsynchronized writing data, etc.) had an unstable effect within the measurement error.

4. Conclusions.

1.A method is proposed for selecting the size of the source images by choosing values with the maximum number of divisors that are closest to, but not exceeding, the available sizes. This approach helps to maximize the number of points and improve the accuracy in determining multifractal characteristics from the graphs of the dependence of generalized statistical sums on the box size.

2.To accelerate computation, the use of the prefix sum method, fast exponentiation, and multithreading is proposed. Together, these techniques resulted in a computational speedup of approximately 50 times compared to the straightforward brute-force method.

3.Efficient parallelization requires fine-grained parallelization of calculations, particularly splitting the task of calculating the sum for individual boxes into subtasks.

4.The applied improvements enabled a tenfold speedup in calculating the multifractal characteristic spectrum, ensuring that it can be completed within minutes even for gigavoxel images.

References.

1.Maryenko N. I. Fractal dimension of external linear contour of human cerebellum (magnetic resonance imaging study) / N. I. Maryenko, O. Yu. Stepanenko // *Reports of Morphology*. - 2021. - No. 27 (2). - P. 16-22.

2.Bouda, Martin, Joshua S. Caplan, and James E. Saiers. "Box-Counting Dimension Revisited: Presenting an Efficient Method of Minimising Quantification Error and an Assessment of the Self-Similarity of Structural Root Systems." *Frontiers in Plant Science* 7 (February 18, 2016). <https://doi.org/10.3389/fpls.2016.00149>.

3.Da Silva, D., F. Boudon, C. Godin, O. Puech, C. Smith, and H. Sinoquet. "A Critical Appraisal of the Box Counting Method to Assess the Fractal Dimension of Tree Crowns." In *Advances in Visual Computing*, edited by George Bebis, Richard Boyle, Bahram Parvin, Darko Koracin, Paolo Remagnino, Ara Nefian, Gopi Meenakshisundaram, et al. Lecture Notes in Computer Science. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2006. https://doi.org/10.1007/11919476_75.

4.A067128. *Ramanujan's largely composite numbers, defined to be numbers m such that $d(m) \geq d(k)$ for $k = 1$ to $m-1$* . Electronic resource <https://oeis.org/A067128>, accessed 11.03.2025.

5.I.E. Krasikova, V.V. Kartuzov, I.V. Krasikov. Characteristics of the computer implementation of the algorithm for calculating the fractal dimension of two-dimensional images. In *Mathematical models and computational experiment in materials science*. 15. Proceedings of IPM NASU. - Kyiv, 20013. - P. 67-73.

6.Ruiz De Miras, J., M.A. Posadas, A.J. Ibáñez-Molina, M.F. Soriano, and S. Iglesias-Parro. "Fast Computation of Fractal Dimension for 2D, 3D and 4D Data." *Journal of Computational Science* 66 (January 2023): 101908. <https://doi.org/10.1016/j.jocs.2022.101908>.

7.I.E. Krasikova, I.V. Krasikov, V.V. Kartuzov. Determination of fractal characteristics of materials structure by multifractal image analysis. Computational experiment on model objects. In *Mathematical models and computational experiment in materials science*. 9th edition. Proceedings of IPM NASU. - Kyiv, 2007. - P. 79-84.

8.Cormen, Thomas H., Charles E. Leiserson, Ronald L. Rivest, and Clifford Stein. *Introduction to Algorithms*. 3rd ed. Cambridge, MA: MIT Press, 2009.

9.Krasikov I.V., Krasikova I.E., Kartuzov V.V., Krasikov A.I. *Computer programme "Fraculator 2"*. Certificate of copyright registration for work No. 115438. Ukraine, 25.10.2022.

10.Knuth, Donald E. *The Art of Computer Programming, Volume 1: Fundamental Algorithms*. 2nd ed. Reading, MA: Addison-Wesley, 1997.

11.Optimisation of floating-point number raising to an integer degree in computing programmes. In *Collection of abstracts of the Fourteenth All-Ukrainian, Twenty-first Regional Scientific Conference of Young Researchers "Actual Problems of Mathematics and Informatics."* - Zaporizhzhia, 2023. - P. 148-150.

Рецензент: Гордієнко Юрій Григорович, професор кафедри обчислювальної техніки Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», доктор фізико-математичних наук

Ю.В. Муравинець, Д.Е. Селезньов*Луцький національний технічний університет, Україна***ШТУЧНИЙ ІНТЕЛЕКТ В ГАЛУЗЕВОМУ МАШИНОБУДУВАННІ: СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ ТА ПЕРСПЕКТИВИ**

У статті представлено комплексний аналіз сучасних тенденцій та перспектив застосування штучного інтелекту в галузевому машинобудуванні. Розглянуто ключові напрямки інтеграції штучного інтелекту, такі як оптимізація виробничих процесів через машинне навчання та глибоке навчання, прогнозування відмов обладнання з використанням аналізу великих даних та алгоритмів штучного інтелекту, розробка нових матеріалів шляхом моделювання та симуляцій на основі штучного інтелекту, а також автоматизація проєктування за допомогою генеративних моделей та систем автоматизованого проєктування (CAD) з інтегрованим штучним інтелектом. Досліджено переваги та недоліки впровадження штучного інтелекту, включаючи підвищення ефективності виробництва, зниження витрат, покращення якості продукції, скорочення часу розробки та підвищення безпеки праці, а також виклики, пов'язані з високою вартістю впровадження, необхідністю навчання персоналу та ризиком втрати робочих місць. Особлива увага приділена перспективам розвитку штучного інтелекту в галузі, включаючи створення повністю автоматизованих виробничих ліній, розробку самонавчальних систем управління виробництвом, створення інтелектуальних роботів та розробку нових матеріалів з використанням штучного інтелекту. Стаття також розглядає етичні та соціальні аспекти впровадження штучного інтелекту, такі як вплив на ринок праці та необхідність розробки відповідних нормативних актів. У статті розглядаються застосування штучного інтелекту в галузевому машинобудуванні. Аналізуються основні напрямки використання, такі як проєктування, оптимізація, керування виробничими процесами, діагностика та прогнозування стану обладнання. Розглядаються переваги та виклики впровадження в машинобудівних підприємствах, а також перспективи подальшого розвитку цієї технології в галузі.

Ключові слова Штучний інтелект, машинобудування, автоматизація, оптимізація, прогнозування, матеріали.

Y. Muravunets, D. Seleznov**ARTIFICIAL INTELLIGENCE IN THE ENGINEERING INDUSTRY: CURRENT TRENDS AND PROSPECTS**

The article presents a comprehensive analysis of current trends and prospects for the application of artificial intelligence in industrial mechanical engineering. The key areas of artificial intelligence integration are considered, such as optimization of production processes through machine learning and deep learning, forecasting equipment failures using big data analysis and artificial intelligence algorithms, development of new materials through modeling and simulations based on artificial intelligence, as well as design automation using generative models and computer-aided design (CAD) systems with integrated artificial intelligence. The advantages and disadvantages of implementing artificial intelligence are explored, including increasing production efficiency, reducing costs, improving product quality, reducing development time, and increasing occupational safety, as well as challenges associated with the high cost of implementation, the need for staff training, and the risk of job losses. Particular attention is paid to the prospects for the development of artificial intelligence in the industry, including the creation of fully automated production lines, the development of self-learning production management systems, the creation of intelligent robots, and the development of new materials using artificial intelligence. The article also considers the ethical and social aspects of the implementation of artificial intelligence, such as the impact on the labor market and the need to develop appropriate regulations. The article examines the application of artificial intelligence in industrial mechanical engineering. The main areas of use are analyzed, such as design, optimization, production process control, diagnostics and forecasting of equipment condition. The advantages and challenges of implementation in mechanical engineering enterprises, as well as the prospects for further development of this technology in the industry, are considered.

Keywords Artificial intelligence, mechanical engineering, automation, optimization, forecasting, materials.

Intro.

The mechanical engineering industry, as a fundamental component of the industrial sector, is on the verge of significant transformations driven by the rapid development of artificial intelligence technologies. This industry, traditionally characterized by complex production processes, high precision requirements and ever-increasing pressure to optimize costs, opens up wide opportunities for the integration of artificial intelligence. Modern challenges facing the mechanical engineering industry include the need to increase productivity, reduce the time to develop new products, ensure high product quality, and minimize the risks associated with equipment failures. In this context, artificial intelligence acts as a powerful tool that can radically change the approaches to the design, production, and operation of equipment. The integration of artificial intelligence into mechanical engineering not only helps automate routine tasks, but also opens up new horizons for innovation [1]. Machine learning and deep learning algorithms allow you to analyze huge amounts of data, identify patterns, and predict the behavior of complex systems. This makes it possible to optimize production processes, predict equipment failures, develop new materials with improved characteristics, and automate design.

Object and methods of research.

The object of research is the processes of industrial mechanical engineering in which artificial intelligence is used. Research methods include analysis of scientific literature and industrial reports, conducting experiments and modeling, studying examples of successful application of artificial intelligence in industrial mechanical engineering. The use of artificial intelligence in industrial mechanical engineering has great potential for increasing the efficiency and competitiveness of enterprises.

Task statement. In this article, we will consider current trends and prospects for the application of artificial intelligence in industrial mechanical engineering, focusing on key areas such as optimization of production processes, prediction of equipment failures, development of new materials, and design automation. We will also analyze the advantages and disadvantages of implementing artificial intelligence, as well as its potential impact on the future of the industry. Artificial intelligence can be used to optimize production processes and at various stages, including production planning, can analyze data on orders, resources, and production capacity to optimize production planning, minimize downtime, and increase efficiency. Quality control, can be used to automatically control product quality, detect defects, and predict equipment failures. Logistics management - can optimize logistics processes, reducing delivery times and reducing costs. In the context of industrial mechanical engineering, where the complexity and dynamism of production processes reach a high level, optimization becomes a key factor of competitiveness. Artificial intelligence offers a wide range of tools and methods for intellectualizing and automating production, allowing for significant efficiency gains and cost reductions. Intelligent production planning and management: demand forecasting and inventory optimization - machine learning algorithms can analyze historical sales data, market trends, and other factors to accurately forecast product demand.

This allows you to optimize inventory levels, minimizing storage costs and preventing shortages. Production scheduling and resource allocation - artificial intelligence can develop optimal production schedules, taking into account resource constraints, order fulfillment times and other factors. This allows you to maximize equipment utilization, reduce order fulfillment times, and increase productivity. Adaptive production process management - artificial intelligence systems can in real time analyze data from sensors and other sources to detect deviations from planned production parameters and automatically adjust processes. This allows you to minimize waste and improve product quality. Intelligent quality control automatic defect detection - computer vision systems based on artificial intelligence can automatically detect defects in products using cameras and other sensors. This allows for increased accuracy and speed of quality control, as well as reduced manual inspection costs. Equipment Failure Prediction - Machine learning algorithms can analyze data from sensors to predict equipment failures, allowing for preventive maintenance and accident prevention. Optimization of process parameters for quality assurance - artificial intelligence can analyze data on process parameters and product quality to identify optimal parameter values that ensure high product quality. Intelligent logistics and supply chains -artificial intelligence algorithms can develop optimal delivery routes, taking into account distances, delivery times, fuel costs and other factors. This allows for shorter delivery times and lower logistics costs. Delay and risk prediction - can analyze supply chain data to predict delays and risks, allowing for early action to prevent them. Warehouse management automation - systems can automate warehouse management, including receiving, storing, and shipping goods. This allows you to reduce order processing time and minimize errors. Robotics and automation. Intelligent robots - robots equipped with artificial intelligence systems can perform complex tasks such as welding, assembly and processing of parts. This allows you to increase productivity and quality of production, as well as reduce the cost of manual labor. Automated production line systems can control automated production lines, optimizing process parameters and ensuring smooth operation [2].

Results and discussion. The introduction of artificial intelligence into the optimization of production processes is a key factor in increasing the competitiveness of the industrial mechanical engineering industry. This allows for significant increases in efficiency, cost reduction, and product quality improvement. The introduction of artificial intelligence into industrial mechanical engineering opens up a wide range of advantages that contribute to the transformation of production processes, increasing efficiency and strengthening the competitiveness of enterprises, in particular, increasing production efficiency, reducing costs, improving product quality, shortening the time for developing new products, improving occupational safety. The introduction of artificial intelligence into industrial mechanical engineering is a strategically important step for increasing the competitiveness of enterprises. This allows for significant efficiency gains, cost reductions, improved product quality, reduced time to develop new products, and increased safety. Despite the significant benefits, the implementation of artificial intelligence in industrial engineering is accompanied by a number of disadvantages and challenges that must be taken into account for the successful integration of this technology. These are the high cost of implementation,

the need for staff training, the risk of job losses, data dependence, ethical and legal issues. Given these shortcomings and challenges, enterprises need to carefully plan and implement the implementation of artificial intelligence, ensuring proper staff training, data protection, and compliance with ethical and legal norms. The implementation of artificial intelligence in industrial engineering is a promising direction of development that can lead to significant changes in the industry. It is expected that in the future it will be used to create fully automated production lines, develop self-learning production management systems, create intelligent robots capable of performing complex tasks, and develop new materials using artificial intelligence.

Conclusions. In summary, the introduction of artificial intelligence into industrial mechanical engineering opens up unprecedented opportunities for transforming production processes, increasing efficiency, and strengthening the competitiveness of enterprises. The study showed that artificial intelligence can be successfully applied to optimize production, predict equipment failures, develop new materials, and automate design. Intelligent production planning and management, automatic quality control, logistics optimization and process robotization allow for significant productivity increases, cost reductions and improved product quality. In addition, AI helps reduce the time to develop new products and improve occupational safety. However, its implementation is also accompanied by a number of challenges, such as high cost, the need for staff training, the risk of job losses, data dependence and ethical issues. For successful integration, it is necessary to carefully plan and implement this process, ensuring proper staff training, data protection, and compliance with ethical and legal norms. The prospects for the development of artificial intelligence in industrial mechanical engineering are extremely broad. It is expected that in the future, artificial intelligence will be used to create fully automated production lines, develop self-learning production control systems, create intelligent robots, and develop new materials using it.

To realize this potential, it is necessary to invest in research and development. Development of new artificial intelligence algorithms and their adaptation to the needs of industrial mechanical engineering, create a favorable regulatory environment, develop regulations that regulate the use of artificial intelligence in industry, ensuring safety and ethics. To prepare personnel, namely to develop training programs for training specialists in artificial intelligence for the industrial mechanical engineering sector. To establish cooperation between enterprises, scientific institutions and government bodies to exchange knowledge and experience. The introduction of artificial intelligence into the industrial mechanical engineering industry is an inevitable process that will change the landscape of the industry. Companies that can successfully integrate it will gain significant competitive advantages and be able to effectively respond to the challenges of the modern market.

Literature

1. Homo Deus. Za lashtunkamy maibutnoho // Yuval Noi Kharari // 2021
2. <https://www.wikidata.uk-ua.nina.az/AI.html>

М.Л. Рябчиков, В.С. Пуць, В.Л. Мартинюк

Луцький національний технічний університет

**ВИКОРИСТАННЯ ПРИНЦИПІВ ІНЖЕНЕРНОЇ ЕТИКИ В ПРОЦЕСІ
КОНСТРУЮВАННЯ ІННОВАЦІЙНИХ МАШИН**

У статті розглядається значення інженерної етики в процесі конструювання інноваційних машин у контексті стрімкого технологічного розвитку. Автор аналізує основні етичні принципи, закріплені в міжнародних кодексах (NSPE, IEEE, FEANI, WFEO), та їхнє практичне застосування у сфері машинобудування. Особлива увага приділяється моральним дилемам, етичним ризикам і викликам, що виникають під час проектування техніки з автономними елементами та використанням штучного інтелекту. Наведено приклади з реальної інженерної практики, які ілюструють роль етики у забезпеченні безпеки, соціальної відповідальності й довіри до нових технологій. Запропоновано підходи до інтеграції етичних норм у інженерну освіту та процес ухвалення рішень. Результати дослідження підкреслюють необхідність етичної свідомості як ключової компетенції сучасного інженера.

Ключові слова: інженерна етика, інноваційні машини, моральна відповідальність, автономні системи, сталій розвиток.

M. Riabchykov, V. Puts, V. Martyniuk

**APPLICATION OF ENGINEERING ETHICS PRINCIPLES IN THE DESIGN OF
INNOVATIVE MACHINES**

In today's rapidly evolving world, technological innovation has become an integral part of everyday life. The design and development of modern machinery—from industrial robots to autonomous vehicles—requires not only advanced technical knowledge but also a strong sense of ethical responsibility from engineers. This underscores the growing relevance of engineering ethics in technological design processes. The study explores the importance and methods of implementing ethical principles in the creation of innovative machines, aiming to ensure safety, efficiency, and social responsibility in engineering. Key issues include the ethical risks of machine design, such as user safety, privacy concerns, environmental impact, and potential misuse of technology. The analysis also highlights the role of international codes of ethics (NSPE, IEEE, FEANI, WFEO) and the concept of "value-sensitive design" in addressing these challenges. Practical cases—such as the development of self-driving cars and the choice of structural safety margins in vehicle frames—illustrate how ethical approaches influence engineering decisions. The study concludes that integrating ethical considerations from the earliest stages of design is essential for the creation of responsible, trustworthy, and sustainable technologies.

Keywords: engineering ethics, innovative machines, moral responsibility, autonomous systems, sustainable development.

Постановка проблеми в загальному вигляді

У сучасному світі, що стрімко розвивається, технологічні інновації стали невід'ємною частиною повсякденного життя. Конструювання новітніх машин – від промислових роботів до автономного транспорту – вимагає не лише високого рівня технічної компетенції, а й усвідомлення етичної відповідальності інженерів [1]. Це зумовлює зростаючу актуальність принципів інженерної етики в процесі проектування та розробки нових технологій [2].

По-перше, інноваційні машини можуть мати значний вплив на безпеку людей, довкілля та суспільство загалом. Неправильні рішення на етапі конструювання можуть призвести до серйозних наслідків – техногенних аварій, шкоди здоров'ю чи навіть загибелі людей. Тому дотримання етичних норм, таких як відповідальність, чесність, безпечність і дотримання законодавства, є критично важливим.

По-друге, інженерна етика дозволяє запобігти потенційним конфліктам інтересів, зловживанням у сфері інтелектуальної власності та порушенням прав користувачів. В умовах високої конкуренції й економічного тиску етичні принципи допомагають зберігати професіоналізм та об'єктивність інженерних рішень.

По-третє, впровадження етичних принципів у процес інженерного проектування сприяє формуванню довіри суспільства до нових технологій, що є ключовим чинником для їх широкого впровадження та успішної комерціалізації.

Таким чином, вивчення та застосування принципів інженерної етики в процесі створення інноваційних машин є надзвичайно важливим для забезпечення не лише технічної якості, а й соціальної відповідальності сучасної інженерної діяльності.

Дослідження стану питання

Тема інженерної етики в умовах сучасного технологічного розвитку дедалі частіше стає предметом наукових досліджень у сфері інженерії, філософії техніки та прикладної етики. У фокусі науковців – взаємозв'язок між моральною відповідальністю інженера та практичними наслідками технічних рішень, особливо в контексті інноваційних проєктів.

© М.Л. Рябчиков, В.С. Пуць, В.Л. Мартинюк

У працях таких авторів, як Майк Мартін та Роланд Шустерман [3], розглядаються фундаментальні принципи інженерної етики: безпека, компетентність, чесність, повага до законодавства та суспільних інтересів. Ці принципи закріплені також у кодексах провідних професійних організацій, зокрема NSPE (National Society of Professional Engineers) та IEEE Code of Ethics.

За даними дослідження [4], інновації часто пов'язані з невизначеністю та ризиками, що вимагає від інженера особливої моральної обачності. Автори наголошують, що етичне проектування – це не лише уникнення шкоди, а й активне прагнення до суспільного блага.

Окрему увагу приділяють викликам, що виникають при розробці машин з елементами автономності. У працях [5] та [6] йдеться про моральну відповідальність за дії автономних систем, важливість прозорості алгоритмів та запобігання технологічним зловживанням.

Дослідження [7] акцентує увагу на тому, що етична відповідальність має бути інтегрована у процес інженерної освіти та системи прийняття рішень. У своїх роботах вони пропонують концепцію "value-sensitive design", яка передбачає врахування людських цінностей з перших етапів проектування.

У публікаціях IEEE та Engineering Ethics Cases від NSPE [8] наведено численні кейси, де порушення або дотримання етичних норм суттєво вплинуло на результат інженерних проєктів. Наприклад, кейс про аварію космічного шатлу Challenger [9] часто аналізується як приклад ігнорування етичних попереджень інженерів заради комерційного чи політичного тиску.

Аналіз літературних джерел свідчить про зростаюче визнання ролі етики в інженерній діяльності, особливо в умовах впровадження складних та потенційно ризикованих технологій. Використання етичних принципів у процесі конструювання інноваційних машин стає не лише моральною вимогою, а й стратегічним фактором забезпечення сталого розвитку, безпеки та суспільної довіри до нових технологій.

Мета даного дослідження – дослідити значення та способи впровадження принципів інженерної етики у процесі конструювання інноваційних машин з метою забезпечення безпеки, ефективності та соціальної відповідальності інженерної діяльності.

Для досягнення цієї мети треба розв'язати такі задачі:

1. Проаналізувати основні принципи інженерної етики та їх нормативно-правове регулювання.
2. Дослідити вплив етичних підходів на процес прийняття інженерних рішень під час створення інноваційної техніки.
3. Визначити етичні ризики та виклики, які можуть виникати при конструюванні нових машин.
4. Розглянути практичні приклади застосування інженерної етики в інноваційних проєктах.
5. Сформулювати рекомендації щодо інтеграції етичних норм у процеси проектування і розробки технічних інновацій.

Основні принципи інженерної етики обґрунтовані в багатьох міжнародних документах.

Один із найвідоміших етичних кодексів у світі – це кодекс NSPE (National Society of Professional Engineers – США). Він прийнятий у США, але активно використовується в міжнародній практиці. Він визначає першочергову відповідальність у термінах безпеки, здоров'я та добробуту суспільства. Інженери повинні діяти відповідально, чесно, справедливо і в межах своєї компетенції. Проголошується професійна чесність, незалежність і неупередженість. Рекомендовано уникати конфлікту інтересів, забезпечувати захист конфіденційної інформації.

Європейський етичний кодекс інженера FEANI (Fédération Européenne d'Associations Nationales d'ingénieurs – Європа) використовується на рівні ЄС та підтримується багатьма інженерними асоціаціями. Основні принципи, що проголошуються в документі - дотримання законів і стандартів ЄС, повага до навколишнього середовища, сталий розвиток, відповідальність перед замовниками, суспільством і колегами, постійне професійне вдосконалення, прозорість у професійній діяльності.

IEEE Code of Ethics (Institute of Electrical and Electronics Engineers – міжнародна спільнота інженерів). Застосовується у сфері електроніки, ІТ, телекомунікацій, штучного інтелекту та суміжних галузях. Його основні положення проголошують підвищення добробуту людства через технології, чесність, справедливість, повага до колег і суспільства, уникнення дискримінації, захист прав інтелектуальної власності, прозоре інформування про можливі ризики технічних рішень, сприяння освіті й передачі знань.

Кодекс WFEO (World Federation of Engineering Organizations) – це глобальний етичний документ, що охоплює всі галузі інженерії. Він має консультативну функцію для формування національних кодексів етики. Слід відзначити його особливості: визнання інженерії як чинника

розвитку людства, орієнтація на сталий розвиток, кліматичні виклики, баланс між інтересами бізнесу та суспільства.

Порівняння основних міжнародних етичних кодексів інженерів наведені в таблиці. Вона демонструє спільні риси та унікальні особливості кожного з них.

Таблиця

Порівняння етичних кодексів інженерів

Критерій	NSPE (США)	FEANI (Європа)	IEEE (Міжнародний)	WFEO (Глобальний)
Галузь застосування	Загальна інженерія	Європейська інженерна спільнота всіх напрямів	Електроніка, IT, телекомунікації, ШІ	Всі сфери інженерії у глобальному контексті
Пріоритетні цінності	Безпека, здоров'я, суспільне благо	Сталий розвиток, дотримання законодавства	Етичність у використанні технологій, інклюзивність	Розвиток людства, екологія, глобальна відповідальність
Ключові принципи	Безпека, чесність, компетентність, уникнення конфліктів	Законність, повага до природи, професійна гідність	Недискримінація, захист ІВ, чесність, етичне лідерство	Етика сталого розвитку, етична інженерна освіта
Ставлення до екології	Побічно згадується	Чітко прописано у принципах	Присутня в частині щодо впливу технологій	Один з центральних принципів
Конфіденційність та ІВ	Захист конфіденційної інформації	Визнання прав на розробки	Активний захист інтелектуальної власності	Підтримка прав ІВ на глобальному рівні
Контроль за дотриманням	Професійні комісії в США	Національні організацій-члени	Етичні комітети IEEE	Рекомендаційний характер, вплив через ООН/ЮНЕСКО
Особливості	Один із найстаріших кодексів (з 1940-х)	Врахування європейських директив та стандартів	Дуже конкретний, адаптований до нових технологічних викликів	Фокус на глобальну справедливість і виклики XXI століття

У процесі створення інноваційної техніки інженери стикаються не лише з технічними завданнями, а й із складними моральними дилемами. Етичні підходи відіграють ключову роль у формуванні відповідального, безпечного та соціально значущого інженерного продукту. Вони впливають на всі етапи прийняття рішень – від концептуального проектування до впровадження готового виробу в експлуатацію.

По-перше, етика допомагає визначити пріоритети у виборі між кількома технічними рішеннями. Наприклад, інженер може обирати між дешевшим, але менш безпечним варіантом і дорожчим, який краще захищає користувача. Етичний підхід передбачає відмову від компромісів, що загрожують життю, здоров'ю або гідності людей, навіть якщо це економічно невигідно.

По-друге, етичні принципи вимагають прозорості та чесності в інженерній діяльності. Це означає недопущення фальсифікації даних, прикриття дефектів або невиправдане применшення ризиків. Інженер, який діє етично, відкрито повідомляє про потенційні небезпеки, навіть якщо це може викликати незручності або затримку в проекті.

По-третє, етика впливає на ставлення до екології та сталого розвитку. Під час розробки нових машин етичний інженер враховує вплив на довкілля, шукає шляхи мінімізації шкоди та намагається використовувати ресурси раціонально.

Також важливим є аспект соціальної справедливості – інновації не повинні сприяти дискримінації, експлуатації чи обмеженню прав людини. Наприклад, при створенні алгоритмів

штучного інтелекту чи автономних систем інженер має враховувати потенційне упередження або несправедливе трактування даних.

Таким чином, етичні підходи забезпечують баланс між технічними можливостями та моральною відповідальністю, що дозволяє створювати інноваційну техніку, яка не лише ефективна, а й безпечна, надійна та соціально корисна.

Потенційні етичні ризики при створенні нових технологій.

У процесі розробки та впровадження інноваційних машин інженери нерідко стикаються з низкою етичних викликів. Ці ризики можуть мати суттєвий вплив на суспільство, довкілля та саму інженерну спільноту. Розглянемо найпоширеніші з них.

Інноваційні машини, особливо ті, що працюють в автономному режимі, можуть створювати загрозу для людей у разі помилок в алгоритмах, недосконалого проектування або недостатнього тестування. Недотримання етичних норм у цьому контексті може призвести до аварій, травм або навіть смертельних випадків [10].

Сучасні технології часто передбачають збір, зберігання та обробку особистих даних користувачів. За відсутності чітких механізмів інформування та згоди, це створює серйозні етичні та правові ризики, пов'язані з втручанням у приватне життя людини [11].

Автоматизація виробничих процесів, що супроводжує інновації, може призвести до масового скорочення персоналу. Це загрожує посиленням соціальної напруги, особливо у регіонах із низьким рівнем цифрової адаптації [12].

Створення нових машин може супроводжуватись значними викидами в атмосферу, забрудненням води або ґрунту, а також виробництвом відходів, які складно переробити. Нерідко питання екологічної відповідальності інженери відкладають на другий план, що суперечить принципам сталого розвитку [13].

Автономні системи на основі штучного інтелекту можуть діяти на основі непрозорих алгоритмів, що формують рішення без людського втручання. Це може створити загрозу дискримінації, упереджених суджень або навіть прийняття рішень, що суперечать інтересам людини [14].

Багато технологій мають так зване «подвійне призначення»: вони можуть використовуватись як у цивільній, так і у військовій або кримінальній сферах. Розробники несуть етичну відповідальність за потенційні шкідливі наслідки своїх технологій.

В умовах високої конкуренції існує ризик використання чужих розробок без належного посилання або дозволу. Це підриває основи професійної етики та викликає юридичні конфлікти.

У процесі комерціалізації інновацій інженери можуть опинитись під тиском, який спонукає до нехтування етичними нормами: пришвидшеного виведення продукту на ринок, економії на тестуванні чи безпеці. Це ставить під загрозу як професійну репутацію, так і безпеку кінцевого користувача.

Етичні дилеми в сучасному машинобудуванні.

У процесі створення сучасних машин інженери нерідко опиняються перед складними етичними виборами. Етичні дилеми – це ситуації, у яких рішення, що відповідає технічним або економічним вимогам, може суперечити нормам професійної моралі, безпеки або соціальної відповідальності. Нижче розглянуто найбільш поширені приклади таких дилем у сфері машинобудування.

Часто перед інженерами постає завдання знизити вартість розробки чи виробництва машини. При цьому виникає спокуса використати дешевші матеріали або спростити систему безпеки. Проте таке рішення може поставити під загрозу здоров'я або життя користувачів, що є прямим порушенням етичних стандартів.

Під час тестування машин можуть виявлятися дефекти, які не є критичними, проте потенційно небезпечні. У деяких випадках керівництво може наполягати на збереженні темпів виробництва, ігноруючи застереження інженерів. Виникає дилема: дотриматись лояльності до роботодавця чи відстояти безпеку споживачів.

Інтеграція інноваційного обладнання на підприємствах часто супроводжується скороченням персоналу. Хоча технології підвищують ефективність, вони також можуть сприяти соціальній напрузі та зростанню безробіття. Інженер має враховувати вплив технічних рішень на працівників та місцеві громади.

Проектування машин для галузей, що негативно впливають на довкілля (наприклад, гірничодобувна промисловість), ставить перед інженером питання відповідальності за екологічні

наслідки. Незважаючи на економічну вигідність, таке рішення може суперечити принципам сталого розвитку.

У деяких випадках компанії пропонують використовувати адаптовані або незначно змінені запатентовані технології без належного юридичного оформлення. Інженер стикається з вибором між етикою інтелектуальної власності та бажанням пришвидшити реалізацію проекту.

Використання ШІ в управлінні технічними системами породжує нові виклики. Якщо система приймає автономні рішення, виникає запитання: хто несе відповідальність за наслідки – інженер, програміст чи розробник алгоритму? Це ускладнює оцінку ризиків та визначення етичних меж проектування.

Таким чином, сучасне машинобудування все частіше вимагає не лише технічної компетентності, а й високої етичної свідомості інженерів. Прийняття рішень у таких умовах вимагає глибокого аналізу потенційних наслідків, а також готовності брати на себе професійну відповідальність.

Практичні приклади застосування інженерної етики в інноваційних проєктах.

Розробка та експлуатація транспорту.

Під час розробки самокерованих автомобілів компанії стикаються з етичними дилемами, пов'язаними з алгоритмами прийняття рішень у критичних ситуаціях (наприклад, кого рятувати в разі неминучої аварії). Інженери зобов'язані враховувати не лише технічну реалізацію, а й моральну відповідальність за такі рішення. Компанії також активно працюють над безпечним тестуванням у контрольованих умовах, прозорістю роботи систем і взаємодією з державними регуляторами.

Рама автомобіля – це одна з ключових частин, яка несе на собі основне навантаження під час експлуатації. Правильний вибір коефіцієнта запасу міцності (КЗМ) критичний для забезпечення безпеки водія, пасажирів і пішоходів, а також для довговічності конструкції.

Коефіцієнт запасу міцності – це величина, яка показує, скільки разів сила, яка фактично діє на конструкцію, менша за максимально можливу силу, яку конструкція може витримати без руйнування. Це фактично «запас безпеки» конструкції.

Він визначається з умов розбіжності умов міцності (крива 1 на рис.1) і навантаження (крива 2). Різниця між максимальними значеннями визначає коефіцієнт запасу міцності. Заштрихована область демонструє ризик руйнування конструкції.

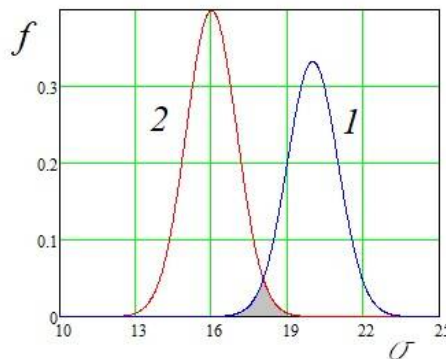


Рис.1 Обґрунтування коефіцієнту запасу міцності

У випадку з рамою автомобіля, безпека людей – це найважливіший фактор. Інженер повинен вибирати такий коефіцієнт запасу, щоб у найгірших умовах (наприклад, при аваріях, різких маневрах або високих навантаженнях) рама не руйнувалася, а пасажири залишалися в безпеці.

Інженер повинен ретельно розрахувати цей коефіцієнт на основі наукових методів, враховуючи різні фактори: масу автомобіля, можливі удари, стреси та навантаження під час їзди по різних дорогах. Якщо інженер використовує занижений КЗМ для економії матеріалів (наприклад, через бажання зробити автомобіль легшим або дешевшим), він може знехтувати безпекою пасажирів. Це порушує етичні принципи, оскільки підвищує ризик аварії.

Всі припущення і розрахунки повинні бути чітко задокументовані, щоб бути прозорими для перевірок, а також доступними для перевірки регуляторами та споживачами. Якщо в розрахунках не враховано можливі «екстремальні» умови (наприклад, аварії на високих швидкостях), це може призвести до серйозних наслідків для безпеки користувача.

Вибір коефіцієнта запасу міцності повинен відповідати міжнародним або національним стандартам (наприклад, ISO, ASTM). Це гарантує, що рама не тільки безпечна, але й відповідає вимогам, встановленим для автомобільної промисловості. У країнах Європи і США існують жорсткі

стандарти безпеки автомобілів, які вимагають певного мінімального КЗМ для всіх конструкцій. Якщо коефіцієнт запасу міцності недостатньо високий, автомобіль не отримає сертифікацію безпеки.

Якщо інженер або виробник вибирає занижений КЗМ для того, щоб знизити витрати на виробництво, це може призвести до небажаних наслідків, зокрема до більшої ймовірності аварій. Якщо автомобіль з недостатнім коефіцієнтом запасу міцності потрапляє в аварію, можуть постраждати не тільки водій і пасажир, але й інші учасники дорожнього руху.

Вибір коефіцієнта запасу міцності повинен враховувати оптимальний баланс між безпекою, вартістю виробництва і витратами на матеріали. Занадто високий коефіцієнт може призвести до надмірного використання матеріалів, що негативно позначиться на вартості.

У легких автомобілях, як-от електричні машини, важливо знайти правильний баланс, оскільки надмірне збільшення КЗМ призведе до зайвої ваги, що вплине на ефективність і запас ходу. Коефіцієнт запасу міцності обирається з урахуванням найгірших можливих умов експлуатації, навіть якщо це збільшує витрати. Безпека користувачів – головний пріоритет, тому інженери не мають права занижувати значення цього коефіцієнта для зменшення вартості. Надто завищений коефіцієнт може призвести до перевитрати матеріалів, енергії та коштів. Етичне рішення – знайти баланс між безпекою і ефективністю.

Вибір коефіцієнта запасу міцності для рами автомобіля – це етичне рішення, яке повинно враховувати не тільки технічні характеристики та економічні фактори, а й безпеку пасажирів та інших учасників дорожнього руху. Використання занадто низького КЗМ для зменшення вартості або ваги може створити серйозні ризики, в той час як перебільшений КЗМ збільшить витрати без суттєвих вигод. Інженери повинні застосовувати принципи інженерної етики, щоб забезпечити оптимальний баланс між безпекою, ефективністю та економічною доцільністю.

Медичні пристрої та імпланти.

Розробники медичних технологій стикаються з етичними питаннями щодо безпеки, ефективності та права пацієнта на інформовану згоду. Наприклад, у компанії Medtronic – одного з лідерів у сфері медичного обладнання – діють суворі етичні протоколи тестування пристроїв на людях, включаючи повну транспарентність клінічних випробувань та моніторинг побічних ефектів.

В сучасних умовах повномасштабної агресії для інженерів може бути дуже актуальною задачею створення механічних аналогів втрачених кінцівок. Як приклад, на рис. 2 запропонований механічний аналог руки.

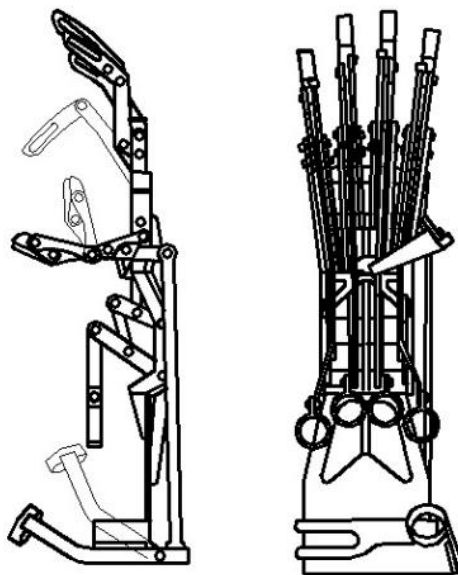


Рис. 2 Механічний аналог руки

Використання принципів інженерної етики в процесі створення механічного протезу руки є надзвичайно важливим для забезпечення безпеки, ефективності та гідності користувача. Ось як основні принципи інженерної етики застосовуються на практиці:

Інженери мають ставити інтереси користувача вище за технічні чи комерційні цілі. При створенні протезу враховується анатомія та фізіологія людини, щоб уникнути травм чи дискомфорту. Матеріали проходять біосумісність, а конструкція протестована на безпечність.

Інженери повинні працювати лише в межах своєї кваліфікації та прагнути до вдосконалення знань. Розробники співпрацюють з лікарями, фізіотерапевтами, біомедичними інженерами для створення функціонального та інноваційного продукту.

Повинна бути забезпечена прозорість в тестуванні, розробці та інформуванні користувачів. Виробник надає достовірну інформацію про можливості та обмеження протезу, не перебільшує функціональність у рекламних матеріалах.

Необхідно враховувати психологічний вплив протезування. Протез має бути естетично прийнятним, з урахуванням побажань пацієнта (наприклад, дизайн, колір, функції). Особисті дані користувача захищаються згідно з етичними нормами. Необхідна екологічна відповідальність у виборі матеріалів та технологій. Треба забезпечити використання перероблюваних матеріалів або мінімізація шкідливих відходів у процесі виготовлення.

Ці приклади демонструють, що застосування інженерної етики – це не абстрактне поняття, а реальна практика, що впливає на якість життя, безпеку, довіру споживачів та репутацію компаній. Інженери, які діють етично, створюють не лише передові, а й соціально відповідальні технології.

Рекомендації щодо інтеграції етичних норм у процеси проектування і розробки технічних інновацій.

На основі попередніх результатів можна надати наступні рекомендації для роботи інженерів в галузі розробки інноваційних машин і обладнання.

- Розробити внутрішній кодекс етики на підприємстві або в проєктній групі, що ґрунтується на міжнародних стандартах (наприклад, IEEE, NSPE). Він має визначати ключові цінності: безпеку, чесність, відповідальність, повагу до прав людини та довкілля.

- Запровадити систематичну етичну експертизу під час прийняття рішень: від концепції до реалізації. Це включає аналіз потенційних ризиків для людей, суспільства, екосистеми, а також оцінку прозорості й справедливості технологій.

- Організувати тренінги, лекції та обговорення етичних кейсів для команди розробників. Формування етичної культури має починатися ще на рівні технічної освіти.

- Залучати до процесу створення інновацій не лише інженерів, а й фахівців з етики, права, соціології, медицини тощо. Це дозволить ширше оцінити можливі наслідки розробки.

- Документувати всі важливі інженерні рішення, особливо ті, що пов'язані з безпекою, конфіденційністю, алгоритмічною логікою. Визначати відповідальних за прийняті рішення та механізми контролю.

- У випадку конфлікту між економічними інтересами та етично важливими аспектами (безпека, приватність, соціальна справедливість) – надавати перевагу морально відповідальним рішенням.

- Забезпечити доступність інформації про функціональність, обмеження і можливі ризики продукту. Сприяти діалогу з користувачами, приймаючи зворотний зв'язок як частину етичного вдосконалення.

Інтеграція етичних норм у процеси інженерного проектування не є перешкодою для інновацій, а навпаки – запорукою створення відповідальних, довготривалих і суспільно прийнятних технологій. Такий підхід формує довіру, зменшує ризики та підвищує якість інженерних рішень.

Висновки

У результаті проведеного дослідження було встановлено, що етичні принципи є невід'ємною складовою сучасної інженерної діяльності, особливо у сфері створення інноваційних машин. Умови стрімкого розвитку технологій висувають нові вимоги до моральної відповідальності інженерів, адже їхні рішення мають не лише технічні, а й соціальні, екологічні та правові наслідки.

По-перше, етика забезпечує безпеку та добробут користувачів і суспільства загалом. Дотримання принципів чесності, прозорості, відповідальності та професіоналізму дозволяє мінімізувати ризики, пов'язані з технічними несправностями, недосконалістю алгоритмів чи недобросовісною комерціалізацією технологій.

По-друге, інженерна етика є запобіжником у вирішенні потенційних конфліктів інтересів, захисті прав інтелектуальної власності та приватних даних, а також у збереженні довіри до нових технологій.

По-третє, впровадження етичних норм сприяє сталому розвитку та екологічній відповідальності, що є важливим чинником у глобальному контексті технічного прогресу.

Дослідження також продемонструвало, що етичні дилеми, як-от вибір між економічною вигодою та безпекою, відповідальність за автономні системи чи вплив на довкілля потребують системного аналізу та формування чітких стандартів поведінки.

Таким чином, інтеграція принципів інженерної етики у всі етапи життєвого циклу інноваційної техніки від ідеї до експлуатації є не лише моральним обов'язком, а й стратегічною умовою для створення безпечних, ефективних і соціально відповідальних технологій. Це, своєю чергою, сприятиме підвищенню професійної культури інженерів, довіри суспільства та сталого технологічного розвитку.

Список використаних джерел

1. Кодекс етики інженера – Національна спілка інженерів України // Інженерна справа. – 2020. – №2. – С. 11–15.
2. Етика відповідальності у наукових дослідженнях та інноваціях: глобальна та національна перспектива / О. Н. Кубальський // *Politology bulletin*. - 2022. - Iss. 88. - С. 12-21.
3. Мартін М., Шустерман Р. Етика в інженерії // *Ethics in Engineering*. – К.: Лібра, 2016. – 352 с.
4. Harris Ch. E., Pritchard M. S., Rabins M. J. *Engineering Ethics: Concepts and Cases*. – 6th ed. – Boston: Cengage Learning, 2019. – 336 p.
5. Wallach W., Allen C. *Moral Machines: Teaching Robots Right from Wrong*. – Oxford: Oxford University Press, 2009. – 288 p.
6. Bostrom N. *Superintelligence: Paths, Dangers, Strategies*. – Oxford: Oxford University Press, 2014. – 328 p.
7. Van de Poel I., Verbeek P.-P. *Ethics and Engineering Design*. In: Meijers A. (ed.) *Philosophy of Technology and Engineering Sciences*. – Amsterdam: Elsevier, 2009. – P. 719–767.
8. IEEE Code of Ethics [Електронний ресурс] – Режим доступу: <https://www.ieee.org/about/corporate/governance/p7-8.html> (дата звернення: 07.04.2025).
9. Challenger Disaster Case Study [Електронний ресурс] – National Society of Professional Engineers (NSPE). – Режим доступу: <https://www.nspe.org/resources/ethics/ethics-resources/board-of-ethical-review-cases/challenger-disaster> (дата звернення: 07.04.2025).
10. Trentesaux, D., Karnouskos, S. Engineering ethical behaviors in autonomous industrial cyber-physical human systems. *Cogn Tech Work* 24, 113–126 (2022). <https://doi.org/10.1007/s10111-020-00657-6>.
11. Bolton, M. L., Hancock, P. A., Lee, J. D., Montague, E., & Yang, X. J. (2023). Does Trust Have Value? A Discussion About the Importance of Trust to Human Factors and Engineering. *Proceedings of the Human Factors and Ergonomics Society Annual Meeting*, 67(1), 137-138. <https://doi.org/10.1177/21695067231192235>.
12. Róžańska-Walczyk, M. (2023). Collaborative Robotics. Safety and Ethical Considerations. In: Biele, C., Kacprzyk, J., Kopec, W., Owsinski, J.W., Romanowski, A., Sikorski, M. (eds) *Digital Interaction and Machine Intelligence. MIDI 2022. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 710. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-37649-8_26.
13. Spiekermann, Sarah. *Value-Based Engineering: A Guide to Building Ethical Technology for Humanity*, Berlin, Boston: De Gruyter, 2023. <https://doi.org/10.1515/9783110793383>.
14. Eleonora Papadimitriou, Haneen Farah, Geerten van de Kaa, Filippo Santoni de Sio, Marjan Hagenzieker, Pieter van Gelder, Towards common ethical and safe 'behaviour' standards for automated vehicles, *Accident Analysis & Prevention*, Volume 174, 2022, 106724, <https://doi.org/10.1016/j.aap.2022.106724>.

Б.П. Валецький, Т.І. Четвержук, Ю.В. Федорусь, С.П. Шимчук

Луцький національний технічний університет

ОПТИМІЗАЦІЯ ХАРАКТЕРИСТИК АВТОМАТИЗОВАНОГО КЕРУВАННЯ ПРОЦЕСОМ ВЕЛИКОГАБАРИТНОГО ПАКУВАННЯ

В роботі розглядається оптимізація характеристик автоматизованого керування процесом великогабаритного пакування. Здійснено структурно-параметричний синтез системи керування машини для великогабаритного пакування, застосовано методом повного перебирання можливих варіантів структури з подальшою їх оцінкою за заданими критеріями та вибору кращого серед отриманих при генеруванні.

На основі модульного принципу проектування описана система керування установки для пакування великогабаритних вантажів, проведено синтез компоновки системи керування з основних конструктивних механізмів цієї системи.

Ключові слова: пакувальна машина, синтез, керування, стягування, зварювання.

B. Valetskyi, T. Chetverzhuk, Y. Fedorus, S. Shymchuk

OPTIMISING PERFORMANCE OF AUTOMATED PROCESS CONTROL FOR LARGE PACKAGING

This article deals with optimizing the parameters of the automated control of the large-size packaging process. Structural and parametric synthesis of the machine control system for large-size packaging is performed by the exhaustive search method of available structural variants followed by evaluation based on the provided criteria and selection of the most suitable one of those obtained in the generation process.

Under the modular construction theory, the large-sized product equipment control system of packaging is described, and the configuration of the control system is synthesized from the main structural mechanisms of the equipment control system packaging.

It combines information technologies with the functional-modular design principle to ensure the effective solution of many problems related to the creation of new packaging machines. These include optimization of the machine structure and technological process using mathematical methods, development of firm models of assembly units, and generation of working design documents.

Key words: packaging machine, synthesis, control, tying, welding.

Вступ. Упакування великогабаритних вантажів має специфічні відмінності порівняно зі стандартними виробами, основною з яких є забезпечення щільного стягування пакета та формування якісних зварних швів на всій його довжині. Конструкція таких машин має унікальні особливості, оскільки включає механізми для формування пакета і обгортання його плівкою з подальшим зварюванням [1]. Потреба у стягуванні великогабаритних пакетів під час зварювання, а також використання сучасних, зокрема багат шарових полімерних комбінованих матеріалів, вимагають скорочення енерговитрат, вдосконалення наявних методів упакування та відповідного обладнання, а також заміни термоусадкового стягування на механічне [2].

Сучасна пакувальна машина – це складна технічна система, яка включає значну кількість функціональних модулів. Кожен модуль складається з вузлів і механізмів, робота яких синхронізована у часі. Привод є однією з ключових складових будь-якої пакувальної машини [3-4].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Перші моделі пакувального обладнання оснащували приводом із одним двигуном. Механічний рух розподілявся машиною за допомогою виконавчих механізмів і передач, які використовували розподільно-керуючий вал. Така конструктивна схема стала широко застосовуватися в пакувальних машинах, де потрібно було забезпечити циклічний рух робочих органів для транспортування продукції або подачі пакувального матеріалу [4].

Систематизація процесу синтезу компоновальних рішень стала можливою після розробки формалізованих моделей їх опису з різним ступенем деталізації. Для кодування функціональних характеристик, параметрів та структур машин застосовуються різні методи [5-6]. Зокрема, у [6] запропоновано метод представлення компоновання за допомогою структурних формул, сформованих на основі принципів алгебри та теорії множин, що дозволяє відображати архітектуру машини та просторове розташування її функціональних модулів. Графічний підхід до опису та синтезу компоновальних рішень технологічних машин, розглянутий у [6], базується на побудові моделей структури у вигляді принципово-структурних схем. Такі схеми не тільки відображають

склад і просторову конфігурацію функціональних модулів, але й містять інформацію про взаємозв'язки між ними та траєкторію руху робочих органів, забезпечуючи більш детальне представлення функціональних особливостей пакувальної машини порівняно зі структурними формулами [7].

Проте для сучасного обладнання, оснащеного мікропроцесорними технологіями, така схема втратила актуальність. Вона складна у виробництві, експлуатації та потребує значних витрат матеріальних і енергетичних ресурсів. Крім того, зросли вимоги до системи приводів, що спричинило необхідність впровадження нових рішень.

Контроль та моніторинг виробничих процесів мають здійснюватися з максимальною ефективністю і точністю для оптимізації виробництва. Системи автоматизації виробничих процесів представляють собою комплексні технічні рішення, призначені для управління послідовністю процедур, інтегрованих у робочі цикли компанії, які спрямовані на вирішення технічних і логістичних завдань та забезпечення відповідності продукції встановленим стандартам якості [8-10].

Постановка проблеми. У процесі багатокритеріальної оптимізації структури об'єкта керування виникає етап, на якому збільшення одного параметра призводить до зниження іншого. Це обумовлює потребу у впровадженні системного підходу до проектування подібних систем.

Мета роботи. Використавши модульний принцип проектування для опису системи керування установки для пакування великогабаритних вантажів, провести синтез компоновки системи керування з основних конструктивних механізмів цієї системи.

Виклад основного матеріалу. Запропонована модель багатокритеріального оптимізаційного синтезу структури системи автоматизованого керування процесом включає такі основні елементи:

Формалізація задачі: Оскільки структуру автоматизованого керування процесом можна представити у вигляді графа, то задачу багатокритеріального поетапного вибору рішень можна формалізувати як задачу вибору на графах [11, 12]. У результаті перетворень формується орієнтований граф $G = (V, E)$, де $V = \{v_1, v_2, \dots, v_n\}$ – множина вершин, що відображають можливі технологічні впливи системи керування. $E = \{[v_i, v_j]\} = \{e\}$, $(i, j = 1, n, i \neq j)$ – множина дуг, що з'єднують вершини (тобто потоки інформації, енергії), при цьому кожна дуга $e \in E$ характеризується набором ваг $\omega_k(e)$, $k = 1, m$. Вибраний варіант розв'язку відповідає підграфу: $g = (Vg, Eg)$, де $Vg \subseteq V$, $Eg \subseteq E$ початкового графа, який описує послідовність технологічних впливів системи керування.

На множині всіх допустимих рішень $\{g\}$ вводиться векторна критеріальна функція $x(g) = (x_1(g), x_2(g), \dots, x_m(g))$, де $x(g) = \sum \omega_k(e)$, $e \in Eg$, $k = 1, m$ – критерії ефективності розв'язку, що мають властивість адитивності.

Таким чином, задача багатокритеріального вибору полягає у відборі множини ефективних альтернатив $X = \{x(g)\} = C(\{g\}) \subseteq PAR$, де PAR – Парето-множина, обрана проєктантом за методом Парето-ефективності; C – функція відбору.

Формування інтегральних рішень: Ефективні напрямки на графі комбінуються з урахуванням обмежень та взаємозв'язків для збереження цілісності системи керування. У результаті формується множина інтегральних варіантів рішень D_X , кожен з яких характеризується набором критеріїв. Неєфективні варіанти відсіюються, що приводить до отримання множини ефективних рішень D_X^* , з якої здійснюється оптимальний вибір.

Оптимальний вибір: Форма представлення результатів залежить від поставленої задачі. Це може бути окрема оптимальна альтернатива, множина можливих альтернатив або оцінки кожної альтернативи в балах тощо.

Моделювання. Як показав аналіз, для утворення якісного пакування необхідно використати щонайменше три механізми: механізм розмотування плівки; механізм обгортання пакета, до складу якого безпосередньо входить механізм зварювання; механізм подачі пакета.

Технологічна операція пакування пінополістирольних плит складається із таких технологічних і допоміжних переходів.

1. Формування комплексу (рис. 1, а). плит в заданій кількості.
2. Подача сформованого пакета (рис. 1, б) для обтягування плівкою з трьох сторін.
3. Остаточне вільне формування пакета (рис. 1, в) або з його стягуванням (рис. 1, д).
4. Зварювання пакета і відрізання готового пакування від рулонного плівкового матеріалу (рис. 1, г або рис. 1, е).
5. Відведення сформованого та запакованого пакета зі стола готової продукції.

На основі цього графу була розроблена таблиця синтезу структури ПМ для великогабаритних вантажів, яка нараховує 24 можливих її варіанти.

З метою вибору кращого варіанта для великогабаритного пакування застосовано аналіз варіантів структури ПМ. За критерії оцінки конструкції прийнято вартість і надійність ПМ при відомих вартостях і надійності її механізмів.

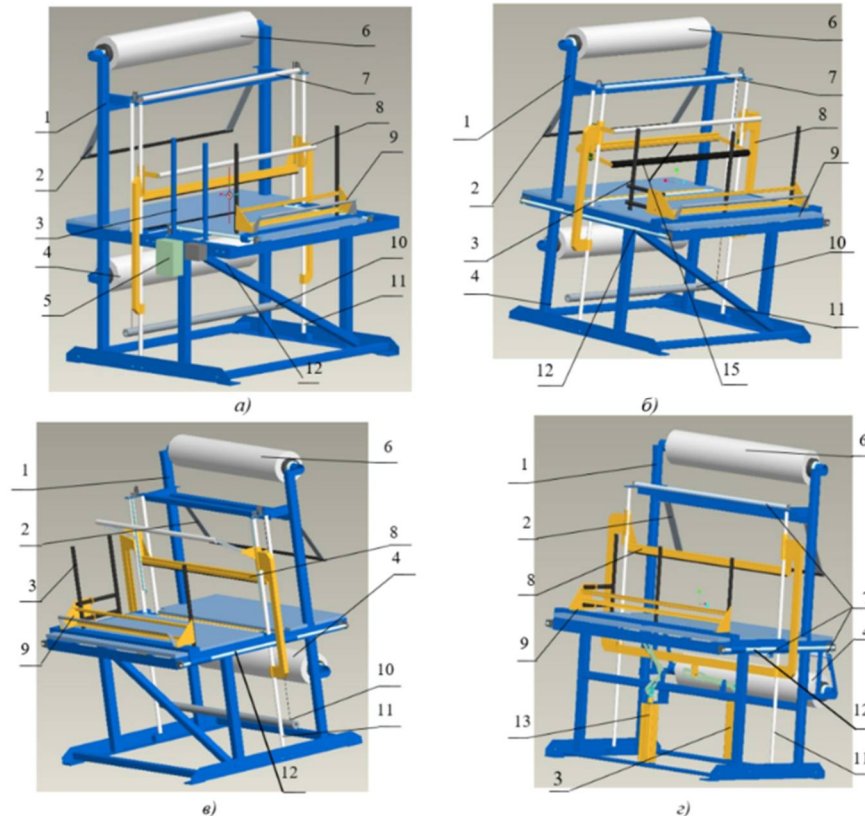


Рис. 1. Варіанти установки для пакування великогабаритних пакетів: а) - ручна, б, в) - ручна механізована, г) – напівавтоматична; 1 - рама, 2 - притиска ліжа, 3 - стійки, 4 - нижній рулон, 5 - пульт керування, 6 - верхній рулон, 7 - направляючий ролик, 8 - механізм обгортання, 9 - механізм завантаження, 10 - механізм противаг, 11 - вертикальні направляючі, 12 - горизонтальні направляючі, 13 - привід механізму подачі, 14 - привід механізму обгортання, 15 – механізм стягування

Всі вище перераховані переходи виконуються наступними функціональними модулями керування, які входять до складу базової системи керування машини.

Передбачені варіанти конструкції функціональних модулів, що входять до компоновки машини, дають можливість отримати наступну кількість варіантів компонувань самої машини:

$$N = n_1 \cdot n_2 \cdot n_3 \cdot n_4 = 1 \cdot 3 \cdot 4 \cdot 2 = 24 \text{ варіанта.}$$

де n_i – кількість варіантів функціональних модулів i -го виду.

Кожен з цих варіантів функціонального модуля може бути реалізований спочатку у вигляді твердотільної електронної моделі (з використання однієї з систем твердотільного проектування, наприклад SolidWorks), а потім шляхом їх об'єднання – в одному із варіантів компонувань машини.

Перейдемо до побудови графічної моделі опису, який реалізується методом морфологічного аналізу, тобто простого перебирання, що є найбільш придатним при незначній кількості варіантів для оптимізації структури установки для великогабаритного пакування.

В результаті аналізу проведених розрахунків обрано варіант компонування установки (10 варіант, рис. 2), структурний склад якої представимо аналітично у вигляді множини А:

$$A = \{ E_{13}, E_{21}, E_{31}, E_4 \},$$

Граф варіантів розв'язку структури системи керування (рис.3.) синтезованої ПМ наведеної на рис. 1.

У табл. 1. представлені змішані оцінки за технічною продуктивністю та комплексним показником відношення вартості системи керування до її продуктивності. Отже, найвищу продуктивність забезпечують варіанти «16» та «24». Однак найоптимальнішим є варіант «10».

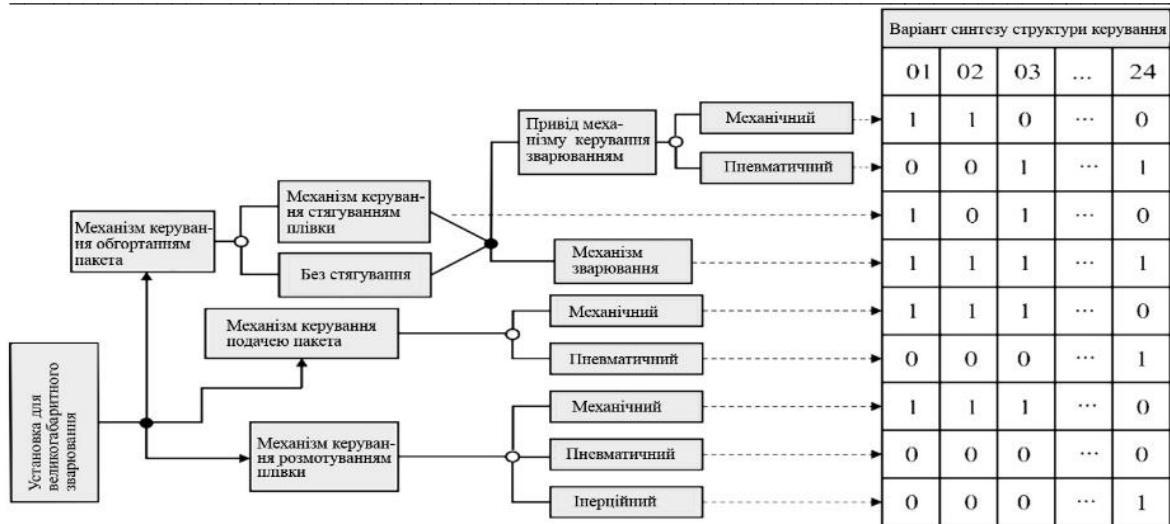


Рис. 2. Двозначний граф синтезу структури установки для пакування великогабаритних вантажів: ● – вершини зв’язані «та»; ○ – вершини зв’язані «або»; 1 – механізм наявний, 0 – механізм відсутній

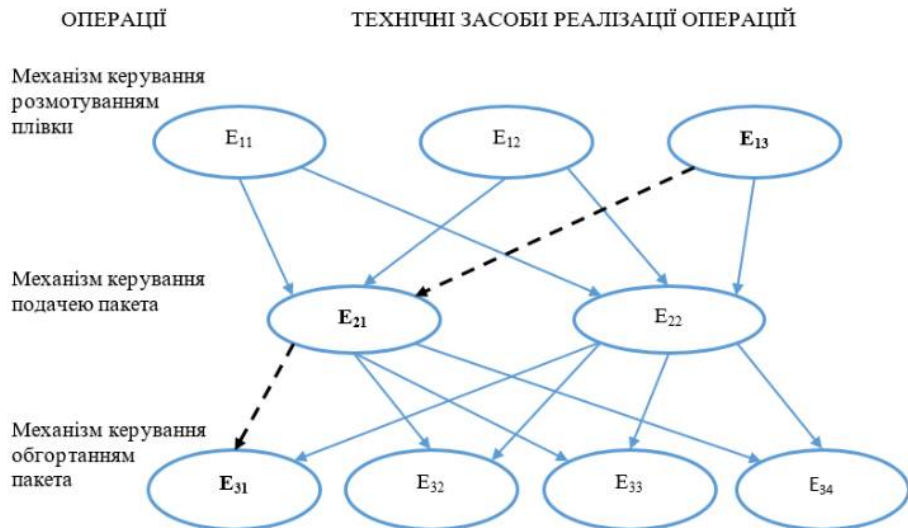


Рис. 3. Граф варіантів розв’язку структури механізмів контролю керуванням установки для пакування великогабаритних пакетів

Табл. 1

Функціонально-вартісний аналіз системи керування установкою для пакування великогабаритних пакетів

Механізм керування	Варіант конструкції	Коефіцієнт готовності	Функції			
			Розмотування плівки	Подача пакета	Стягування плівки	Зварювання і відрізання
Механізм керування розмотуванням плівки	E ₁₁ (механічний)	0,994	•			
	E ₁₂ (пневматичний)	0,962	•			
	E ₁₃ (інерційний)	0,99	•			
Механізм керування подачею пакета	E ₂₁ (механічний)	0,982		•		
	E ₂₂ (пневматичний)	0,96		•		
	E ₃₁ (без стягув., звар. мех.)	0,98				•

© Б.П. Валецький, Т.І. Четвержук, Ю.В. Федорусь, С.П. Шимчук

Механізм керування обгортанням пакета	E ₃₂ (без стягув., звар. пневм)	0,965				•
	E ₃₃ (з стягув., звар. мех.)	0,985				•
	E ₃₄ (з стягув., звар. пневм.)	0,952				•
Рама	E ₄	1				

Висновки. Отже використовуючи функціональні зв'язки між критеріями ефективності і структурою пакувальної машини вдосконалено табличну модель синтезу компоновання пакувальної машини шляхом розробки комплексного критерію її оцінки для вибору кращого для заданих умов використання. Встановлено, що комплексний критерій (відношення вартості машини до її технічної продуктивності) коливається для різних варіантів компоновань.

Інтеграція інформаційних технологій з функціонально-модульним принципом проектування дозволяє ефективно вирішувати комплекс завдань, пов'язаних зі створенням нових пакувальних машин. Це включає оптимізацію структури машини та технологічного процесу за допомогою математичних методів, розробку твердотільних моделей складальних одиниць, а також створення робочої конструкторської документації.

Список використаних джерел

1. Валецький Б.П. Структурна оптимізація пакувальних машин з плівкозварювальними механізмами / Б.П. Валецький // Науковий журнал «Комп'ютерно-інтегровані технології: освіта, наука, виробництво». – Випуск 8. – Луцьк, 2012. – С.135-139.
2. Bohdan Valetskyi, Mykola Tolstushko, Nataliya Tolstushko, Yurii Fedorus. RESEARCH ON OVERSIZED LOAD PACKAGING. 23 rd International Scientific Conference «ENGINEERING FOR RURAL DEVELOPMENT» Proceedings, Volume 23 May 22-24, 2024, pp.927-932/ DOI: 10.22616/ERDev.2024.23.TF185
3. Функціонально-модульне компоновання пакувальних машин : моногр. / О.М. Гавва, Л.О. Кривопляс-Володіна, С.В. Токарчук та ін. – К.: Видавництво «Сталь», 2015. – 547 с. ISBN 978-617-676-079-5
4. Валецький Б.П. Транспортне обладнання гнучких виробничих систем пакування / Б.П. Валецький // Наукові нотатки. Міжвузівський збірник. – Випуск 54. – Луцьк, 2016. – С.53-58.
5. Автоматизація технологічних процесів і системи автоматичного керування: Навчальний посібник / Барало О.В., Самойленко П.Г., Гранат С.Є., Ковальов В.О. – К.: Аграрна освіта, 2010. – 557 с.
6. Системна інженерія пакувальних машин-автоматів : моногр. / О.М. Гавва, Л.О. Кривопляс-Володіна, С.В. Токарчук, Л.В. Марцинкевич, О.О. Гавва – К.: Видавництво «Сталь», 2023. – 466 с.
7. Mahalik, N.P. Automation and Control in Processing and Packaging and Students Research. In Jordan College of Agricultural Sciences and Technology (JCAST) Centennial Poster, May 4th; WET Lab, CSU: Fresno, CA, USA, 2011.
8. Мокін, Б. І. Теорія автоматичного керування. Методологія та практика оптимізації : навчальний посібник / Б. І. Мокін, О. Б. Мокін. – Вінниця : ВНТУ, 2013. – 210 с.
9. Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations and CNC design (2nd ed.) Cambridge. 2012. 382 p. DOI: 978-1-107-00148-0
10. Mahalik, N.P. Advances in Packaging Methods, Processes and Systems. Challenges 2014, 5, 374-389. <https://doi.org/10.3390/challe5020374>
11. Ладанюк А.П. Теорія автоматичного керування технологічними об'єктами. Навчальний. посібник / Ладанюк А.П., Архангельська К.С., Власенко Л.О. – К.:НУХТ, 2014. – 274с.
12. Лукінюк М.В. Автоматизація типових технологічних процесів: технологічний об'єкти керування та схеми автоматизації: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл., які навчаються за напрямом «Автоматизація і комп'ют.-інтег. технології / М. В. Лукінюк. - К.: НТУУ «КПІ», 2008. - 236 с.

Рецензент: Марчук Віктор Іванович, д.т.н., професор кафедри прикладної механіки та мехатроніки Луцького національного технічного університету

А.К. Автухов, О.Б. Калюжний, О.С. Борисенко, О.С. Корнєв

*Державний біотехнологічний університет***ВПЛИВ ХІМІЧНОГО СКЛАДУ ТА ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ НА ЕКСПЛУАТАЦІЙНІ ВЛАСТИВОСТІ ЗАЕВТЕКТОЇДНИХ СТАЛЕЙ, ЩО ПРАЦЮЮТЬ В УМОВАХ ПІДВИЩЕНИХ ЗНАКОЗМІННИХ НАВАНТАЖЕНЬ ТА ТЕМПЕРАТУР**

У даній роботі досліджується вплив хімічного складу та режимів термічної обробки заевтектоїдних сталей на основні оціночні критерії працездатності виробів, що експлуатуються в умовах підвищених знакозмінних навантажень та температур. У статті аналізуються мікроструктурні особливості сталей залежно від вмісту вуглецю та впливу термічної обробки (відпал, подвійна та потрійна нормалізація) на їх механічні властивості, такі як межа міцності на розрив та згин, твердість, термічна витривалість та зносостійкість. Зроблено висновок, що для покращення експлуатаційних властивостей заевтектоїдних сталей у важких умовах експлуатації доцільно застосовувати подвійну нормалізацію з відпалом при 600°C, а також використовувати оптимізований хімічний склад для досягнення максимальної ефективності.

Ключові слова: заевтектоїдна сталь, хімічний склад, термічна обробка, мікроструктура, термічна тріщиностійкість, зносостійкість, механічні властивості

A.K. Avtukhov, O.B. Kalyuzhny, O.S. Borisenko, O.S. Kornev

INFLUENCE OF CHEMICAL COMPOSITION AND HEAT TREATMENT ON THE PERFORMANCE PROPERTIES OF HYPEREUTECTOID STEELS OPERATING UNDER CONDITIONS OF INCREASED VARIABLE LOADS AND TEMPERATURES

In this work examines the influence of chemical composition and modes of heat treatment of eutectoid steels on the basic evaluative criteria for the performance of products, which are operated in conditions of increased variable loads and temperatures. The article analyzes the microstructural features of the steels depending on the carbon content and the impact of heat treatment (annealing, double and triple normalization) on their mechanical properties, such as the limit of rupture and flexion, hardness, thermal endurance and durability. The obtained regression equations made it possible to evaluate the effect of individual chemical elements on thermal endurance and durability at double normalization. On the basis of these equations, the optimized chemical composition of the eutectoid steel was calculated, which can provide the maximum level of operational indicators after double normalization. It is concluded that it is advisable to use double normalization with annealing at 600 °C to improve the performance properties of eutectoid steels in severe operating conditions, as well as to use optimized chemical composition to maximize efficiency.

Keywords: eutectoid steel, chemical composition, heat treatment, microstructure, thermal fracture, durability, mechanical properties

Постановка проблеми. Заевтектоїдні сталі – це сталі, що містять більше за 0,8% вуглецю, але менше ніж 2,0%. Вони мають у своїй структурі основні компоненти, такі як ферит та цементит, і є частиною сталевих сплавів, які використовують у різних галузях за рахунок своїх властивостей.

Заевтектоїдні сталі мають високу міцність, що робить їх зручними для використання в умовах, де потрібна висока стійкість до зношування. Вони також застосовуються для виготовлення інструментів, що піддаються значним механічним навантаженням.

Широке використання заевтектоїдні сталі знайшли для виготовлення сталевих литих валків, які ефективно використовуються на листо- та сортопрокатних, трубних станах, а також на профілезгинних агрегатах.

Найчастіше валки виготовляють із вмістом вуглецю у межах 1,0-2,0%. Від його частки в сплаві залежить структура металу. З підвищенням вмісту вуглецю до 1,2% структура сталі перлітна з окремими голками цементиту по тілу зерна. При 1,2-1,5% додатково з'являється розірвана цементитна сітка по межах зерен перлітної матриці. Сталі з більшою концентрацією вуглецю характеризуються формуванням грубої цементитної сітки та значною часткою голок вторинного цементиту[1]. При використанні валків із заевтектоїдної сталі застосовують сплави з різним вмістом легуючих елементів, що забезпечує необхідну частку карбідної фази, а, отже, і більшу твердість, зносостійкість в литому стані [2,3]. Додаткова термічна обробка заевтектоїдних сталей також сприяє підвищенню рівню їх експлуатаційних властивостей.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В роботах професорів Скобло Т.С. [4] та Власовця В.М. [5] наведені результати досліджень щодо впливу режимів термічної обробки на розподіл структурних складових на механічні властивості заевтектоїдних сталей та залежності, що надають можливість прогнозувати рівень властивостей виливок за коерцитивною силою, але питання щодо прогнозування вмісту хімічних елементів на рівень на основних оціночних критеріїв працездатності

виробів, що працюють в умовах підвищених знакозмінних навантажень та температур досі залишається актуальним.

Мета роботи: вивчити вплив хімічних складових та режимів термічної обробки заевтектоїдних сталей на основні оціночні критерії працездатності виробів, що працюють в умовах підвищених знакозмінних навантажень та температур.

Одними з основних оціночних критеріїв працездатності виробів, що працюють в умовах підвищених знакозмінних навантажень та температур, поряд з показниками міцності та твердості є термічна тріщиностійкість та зносостійкість сплавів.

Термічну тріщиностійкість досліджуваних матеріалів оцінювали за кількістю циклів до руйнування зразків, що випробували на устаткуванні розробленому в Українському дослідницькому інституті металів (Харков, Україна). Індукційне нагрівання зразка проводили з кімнатної температури до 600 °С, охолодження проводили потоком води. Контроль температури проводили контактними термомпарами, що приварювали на поверхню в центральній частині зразка. Випробування зразків проводили з зажатими кінцями при навантаженні 176,4 Н.

Знос матеріалу оцінювали по випробуванням дисків при терті під навантаженням 9,8МПа. При цьому температура диску, що імітував метал обробки складала 790-810°С, а досліджуваних зразків – 40-45°С. Зносостійкість сплавів (K_z) визначали за втратою маси дослідних зразків у відсотковому відношенню.

Хімічний склад дослідних заевтектоїдних сталей наведено в таблиці 1.

Табл. 1

Хімічний склад дослідних заевтектоїдних сталей

Номер зразка	Вміст елементів, % (інше Fe)*						
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Mo	Ti
1	1,81	0,34	0,47	0,69	0,83	0,37	0,05
2	1,79	0,46	1,31	0,87	0,80	0,41	0,04
3	1,77	1,10	0,7	0,79	0,84	0,50	0,04
4	1,80	1,05	0,61	0,77	0,92	0,34	0,07
5	1,38	0,75	0,86	1,00	0,98	0,51	0,06
6	1,60	1,2	1,34	0,91	0,87	0,47	0,08
7	1,59	1,70	1,09	0,83	0,91	0,55	0,05
8	1,71	1,34	0,37	1,12	0,78	0,44	0,04

Примітки. *Вміст шкідливих домішок – сірки 0,020-0,026%, фосфору 0,020-0,026%.

Для підвищення рівня експлуатаційних властивостей заевтектоїдної сталі широко використовують різні види термічної обробки такі, як відпал, подвійна та потрійна нормалізація.

При проведенні лабораторних досліджень для встановлення ступеню дроблення та коагуляції карбідної фази, схильності матеріалу до графітизації проводили три види термічної обробки. Перша обробка складалася з потрійної нормалізації зразків за температурами 950, 900, 850°С з відпусканням при 600°С. На першому етапі нагрівання зразків до температури 650°С виконували зі швидкістю 25°С за годину, а подальше нагрівання до 950°С – зі швидкістю 50°С за годину. Витримка при температурі 950°С складала 12 годин, охолодження до 45°С виконували зі швидкістю 150°С за годину. Друга та третя нормалізація відбувалась з режимами нагрівання та охолодження аналогічними першому етапу. Витримка при температурі 900 та 850°С складала 10 годин. При відпусканні зразки до 600°С нагрівали зі швидкістю 25°С за годину, витримували на протязі 15 годин з подальшим охолодженням до температури 450°С зі швидкістю 30°С за годину, витримкою при 450°С – 10 годин і подальшим охолодженням до 150°С зі швидкістю 30°С за годину. Остаточне охолодження виконували при кімнатній температурі. Загальний час термічної обробки склав 205 годин.

Подвійну нормалізацію з відпуском проводили при температурі 950 850 та 600°С за аналогічними параметрами, як і при потрійній нормалізації. Загальний час обробки склав 135 годин.

За третім режимом (відпал при 850°С з відпусканням) загальний час обробки склав 70 годин.

Аналіз мікроструктури дослідних сталей показав, що незалежно від виду термічної обробки в сталях з вмістом 1,8% вуглецю не відбувається повного дроблення грубої карбідної сітки. Підвищення концентрації кремнія 1,05-1,20% не забезпечує дестабілізації карбідів при нагріванні навіть до 950°С і графіт не виділяється.

Для вивчення генетики процесу розчинення карбідної сітки досліджували мікрошліфи після кожного ступеню нормалізації. Встановлено, що при одноразовому нагріванні до температури 850 або 950° С і послідуочого охолодження на спокійному повітрі не відбувається подріблення грубої цементитної сітки, а при 950° С спостерігається часткове розчинення голок вторинного цементиту.

Дослідження структури після двойної нормалізації 950-850 ° С, також показали, що подріблення сітки не відбувається. В окремих випадках вона стає ще більш грубою. Цей факт може свідчити про те, що при термічній обробці внаслідок недостатньою швидкості охолодження і умов інтенсивної дифузії вуглецю, що знаходиться у вторинному цементиті відбувається огрублення карбідної сітки.

Механічні властивості в литому і термообробленому стані дослідних сталей наведені в табл. 2 та 3.

Табл. 2

Механічні властивості дослідних сталей в литому і відпаленому стані

Номер вилив- ки	Литий стан					Стан після відпалу				
	Ме- жа міц- ності на роз- рив σ _в , МПа	Ме- жа міц- ності на згин σ _з , МПа	Твер- дість, НВ	Термічна витрива- лість, кількість циклів до руйну- вання, N _ц	Зносості- йкість, Кз, %	Ме- жа міц- ності на роз- рив σ _в , МПа	Ме- жа міц- ності на згин σ _з , МПа	Твер- дість, НВ	Термічна витрива- лість, кількість циклів до руйнуван- ня, N _ц	Зносості- йкість, Кз, %
1	445	400	330	877	3,1	495	440	315	980	2,8
2	455	430	335	982	2,9	465	430	310	1080	2,7
3	510	450	337	472	3,8	530	460	300	610	3,4
4	475	460	340	1100	3,6	495	475	320	1193	3,1
5	490	450	352	1243	3,8	515	465	332	1285	3,3
6	440	450	329	991	3,3	470	480	305	1072	2,8
7	485	440	336	819	2,8	500	475	311	923	2,4
8	450	460	312	971	3,0	485	490	302	1063	2,8

З виконаних експериментальних досліджень (табл.2) видно, що в сталях з мінімальною кількістю кремнія (0,34-0,46%) і вуглецю 1,8% в литому стані мається тенденція до підвищення міцністних характеристик (σ_в, σ_з), а також твердості. Термічна витривалість та зносостійкість суттєво не різняться від цих показників інших досліджуваних сплавів.

В сталях з підвищеним вмістом кремнія (1,05-1,20%) проглядається тенденція щодо зниження всіх міцністних характеристик.

Встановлено, що термічна обробка призводить до зниження середньої твердості. Після відпалу твердість дослідних заевтектоїдних сталей знизилась на 18%, подвійної нормалізації - на 7%, потрійної нормалізації – 10%. Одночасно підвищуються міцністні характеристики сталей незалежно від концентрації кремнія.

Відпал сприяє підвищенню межі міцності на розрив на 5,4%, межі міцності на згин на 4,6%, термічної витривалості на 11%, зносостійкості на 11,4%.

Подвійна та потрійна нормалізація забезпечують підвищення показників що, впливають на експлуатаційні характеристики заевтектоїдних сталей, відповідно: межі міцності на розрив на 11% та 7,6%, межі міцності на згин на 20% та 9,7%, термічної витривалості на 21% та 15%, зносостійкості на 19 % та 19,7% відповідно.

Виконані дослідження щодо впливу режимів термічної обробки заевтектоїдних сталей на основні оціночні критерії працездатності виробів, які працюють в умовах підвищених знакозмінних навантажень та температур доцільно застосовувати подвійну нормалізацію з відпалом 600° С.

Для вивчення можливості підвищення термічної витривалості та зносостійкості заевтектоїдних сталей за рахунок оптимізації хімічного складу за стандартною програмою Excel, були отримано рівняння регресії, що характеризують вплив хімічних елементів сплаву на відповідні показники при двойній нормалізації.

$$N_{ц} = 5611,88 - 1380,80C + 487,09Si + 72,43Mn + 50,68Cr - 1480,59Ni - 1309,9Mo - 3694,16Ti$$

$$K_3 = -14,80 + 4,301C - 0,555Si - 0,420Mn + 3,307Cr + 3,184Ni + 9,132Mo + 25,933Ti$$

Механічні властивості дослідних сталей після подвійної та потрійної нормалізації

Номер вилив- ки	Подвійна нормалізація					Потрійна нормалізація				
	Ме- жа міц- ності на роз- рив Б _в , МПа	Ме- жа міц- ності на згин Б _з , МПа	Твер- дість, НВ	Термічна витрива- лість, кількість циклів до руйнуван- ня, N _ц	Зносо- стій- кість, Кз, %	Ме- жа міц- ності на роз- рив Б _в , МПа	Ме- жа міц- ності на згин Б _з , МПа	Твер- дість, НВ	Терміч- на витри- ва- лість, кіль- кість циклів до руйну- вання, N _ц	Зносо- стій- кість, Кз, %
1	507	550	302	1077	2,2	500	450	275	1104	2,1
2	515	535	309	1187	2,3	482	475	306	961	2,3
3	610	510	295	671	2,8	600	490	288	1029	2,7
4	516	570	313	1311	2,5	496	510	317	1053	2,7
5	505	535	298	1412	3,0	500	495	329	1105	3,1
6	498	525	300	1179	3,0	485	485	305	1044	2,9
7	510	540	302	1015	2,6	495	480	298	1139	2,3
8	505	530	295	1169	2,9	480	510	280	1075	3,0

За допомогою програми пошук рішень пакету аналізу Excel був отриман хімічний склад заевтектоїдної сталі: 1,36 %C; 1,69 Si; 1,34 Mn; 1,27 Cr; 0,76 Ni; 0,41Mo; 0,08Ti%, який після подвійної нормалізації, за наведеним вище режимом, надасть можливість отримати максимальний рівень експлуатаційних показників.

Висновки.

Отримані в роботі результати надають можливість зробити висновок, що для підвищення експлуатаційних властивостей заевтектоїдних сталей, що працюють в умовах підвищених знакозмінних навантажень та температур, доцільно застосовувати подвійну нормалізацію з відпалом при 600°C. За допомогою рівнянь регресії, отриманих з використанням програми Excel, було визначено вплив хімічних елементів сплаву на термічну витривалість та зносостійкість при подвійній нормалізації. Оптимізований хімічний склад заевтектоїдної сталі (1,36%С; 1,69%Si; 1,34%Mn; 1,27%Cr; 0,76%Ni; 0,41%Mo; 0,08%Ti%), розрахований для досягнення максимального рівня експлуатаційних показників після подвійної нормалізації, може бути рекомендований для подальшого вивчення та застосування

Список літератури.

1. Производство и применение прокатных валков: справочник / Т. С. Скобло и др. Ред. Т. С. Скобло. Харьков, 2013. ЦД № 1. 572 с
2. Cahn R.W. Physical metallurgy. / R.W. Cahn. – Amsterdam: Elsevier science B.V., 1996. – 1505 p.
3. Shen Z.Y. Advances in steel structures: proceedings of the fourth International Conference on Advances in Steel Structures. / Z.Y. Shen, G.Q. Li, Q.L. Zhang. – Berkeley: Elsevier, 2005. – 183 p.
4. Структура и свойства заэвтектоидной стали после термообработки / Т. С. Скобло // Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сіл. госп-ва ім. П. Василенка. – Харків, 2006. – Вип. 42 : Технічний сервіс АПК, техніка та технології у с.-г. машинобудуванні. – С. 8-11.
5. Власовец В.М. Влияние режимов и параметров термической обработки на свойства заэвтектоидной стали/ Вісник Приазовського державного технічного університету. – Маріуполь, 2010. – Вип. 20 : Технічні науки. – С. 109-112.
6. A. Avtyhov, A. Martynenko V. Bantkovskiy, Y. Kovalevskiy. Influence of cast iron vacuuming on the level of mechanical characteristics of the material of the working layer of double-layer chromium-nickel rolls. Technology audit and production reserves: ПП «Технологічний центр», ПДАУ. - № 4/1(66), 2022. – С. 11-14

Рецензент: Рудюк О.С., заступник генерального директора ДП «УКРНТЦ «ЕНЕРГОСТАЛЬ», к.т.н.

Н.О. Балицька, О.І. Прилипко, Л.Є. Глембоцька

Державний університет «Житомирська політехніка»

МНОЖИННА РЕГРЕСІЙНА МОДЕЛЬ СИЛ РІЗАННЯ ПРИ ТОРЦЕВОМУ ФРЕЗЕРУВАННІ СПЛАВУ NiTi

Стаття присвячена описанню методики статистичної обробки експериментальних даних вимірювання сил різання при торцевому фрезеруванні плоских поверхонь сплаву $Ni_{56.5}Ti_{43.5}$ при змінних режимах різання (швидкість різання, подача, глибина різання). Здійснено побудову ступеневі, показникової та лінійної множинних регресійних моделей сил різання та виконано порівняльний аналіз якості цих моделей для даної множини експериментальних даних.

Ключові слова: лінійна регресія, показникова регресія, поліноміальна регресія, сили різання

N. Balytska, O. Prylypko, L. Hlembotska

MULTIPLE REGRESSION MODEL OF CUTTING FORCES IN FACE MILLING OF NiTi ALLOY

The present article is devoted to the description of the methodology for statistical processing of experimental data on the measurement of cutting forces during face milling of flat surfaces of $Ni_{56.5}Ti_{43.5}$ alloy under variable cutting conditions (cutting speed, feed, depth of cut). The study involved the development of power, exponential, and linear multiple regression models for cutting forces, followed by a comparative analysis of the quality of these models for a specific set of experimental data. The present study determines the degree of influence of cutting modes on the value of the equivalent cutting force. The findings of this study may be useful for further investigation of the cutting process and development of effective technologies for machining NiTi alloys.

Key words: linear regression, exponential regression, polynomial regression, cutting forces

Постановка проблеми. Нітинол (сплав Ni-Ti) – важкооброблюваний матеріал, який характеризується особливими властивостями ефекту пам'яті форми, високими міцністю та корозійною стійкістю, демпфуючою здатністю, і широко використовується в різних галузях промисловості. Сплави NiTi належать до важкооброблюваних матеріалів через високе деформаційне зміцнення, низьку теплопровідність, високу питому теплоємність і низький ефективний модуль пружності. Ці властивості зумовлюють критично низьку оброблюваність нітинолів внаслідок високої питомої енергії різання, сильної адгезії, ускладненого стружкоутворення та надлишкового утворення задирок [1–4].

Торцеве фрезерування є одним з малодосліджених методів обробки нітинолів і вимагає особливої уваги до вибору інструменту та призначення режимів різання для забезпечення необхідної ефективності обробки [5, 6]. В цьому розрізі виникає необхідність у дослідженні та аналізі залежності сил різання від умов обробки [7, 8]. Для аналізу будь-яких процесів в різних галузях промисловості, в тому числі і в машинобудуванні, широко застосовуються множинні регресійні моделі. Вони дозволяють дослідити вплив різних факторів (наприклад, режими різання, геометричні параметри інструменту, властивості оброблюваного та інструментального матеріалів і т.д.) на значення сил різання, що дозволяє приймати обґрунтовані рішення при розробці технологій механічної обробки. Отже, побудова регресійної моделі залежності сил різання від режимів різання при торцевому фрезеруванні нітинолу є актуальною задачею для різних галузей сучасної промисловості.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Множинні регресійні моделі почали активно застосовувати для аналізу процесів різання приблизно в середині 20-го століття. Це було зумовлено розвитком комп'ютерних технологій та методів статистичного аналізу [9, 10].

Для аналізу та оптимізації процесу торцевого фрезерування доцільно застосовувати множинні регресійні моделі [10–12], що описують вплив декількох факторів на сили різання, які, в свою чергу, здійснюють великий вплив на ефективність обробки [8–10]. В таких задачах постає питання вибору між різними моделями регресії. Тому, в даній статті авторами пропонується для визначення найбільш адекватної регресійної моделі порівняти якість множинних регресійних моделей (лінійної, ступеневі, показникової), побудованих на основі експериментальних даних, та оцінити вплив режимів різання на рівнодійну силу різання при торцевому фрезеруванні нітинолу.

Мета роботи – побудувати та порівняти якість множинних регресійних моделей (лінійної, ступеневі, показникової) залежності рівнодійної сили різання від режимів різання при торцевому фрезеруванні плоских поверхонь нітинолу.

Виклад основного матеріалу. Експеримент проводився на обробному центрі моделі

DMU80eVo Deckel Maho в умовах сухого симетричного фрезерування. Фрезерувалися плоскі поверхні заготовок розміром 30×30 мм із аустенітного нітинолу (сплав Ni_{56,5}Ti_{43,5}, мас. %). Обробка проводилася торцевою фрезою [13], оснащеною круглими твердосплавними пластинами [14] без покриття. Сили різання вимірювали за допомогою динамометра Kistler 9257B [15]. Режими різання та максимальні отримані значення рівнодійної сили різання наведені в табл. 1.

Табл. 1

Експериментальні дані

№	Подача S _z , мм/зуб	Глибина різання t, мм	Швидкість різання v, м/хв	Рівнодійна сила різання, R, Н
1	0,05	0,5	50	755,5613978
2	0,05	1	20	1414,547686
3	0,05	1	50	1248,269858
4	0,15	1	50	2413,568367
5	0,05	0,5	20	707,2040837
6	0,15	1	20	2705,256116
7	0,15	0,5	50	1559,302635
8	0,15	0,5	20	1363,408273
9	0,1	0,75	35	1594,660137

За даними результатами побудовано три множинні регресійні моделі, а саме степеневу, показникову та лінійну, за допомогою надбудови Microsoft Excel Data Analysis.

Степенева множинна регресійна модель матиме вигляд:

$$R = C_0 S_z^{b_1} t^{b_2} v^{b_3}, \tag{1}$$

де C₀, b₁, b₂ і b₃ – невідомі коефіцієнти, які знаходимо за допомогою регресійного аналізу моделі.

Для того, щоб застосувати метод найменших квадратів і знайти C₀, b₁, b₂, b₃ степеневу регресійну модель (1) за допомогою логарифмування перетворено у лінійну регресійну модель:

$$\ln R = \ln C_0 + b_1 \ln S_z + b_2 \ln t + b_3 \ln v. \tag{2}$$

Введено наступні позначення: lnR = y, lnC₀ = b₀, lnS_z = x₁, lnt = x₂, lnv = x₃.

Тоді рівність (2) у нових змінних має вигляд:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3. \tag{3}$$

В результаті здійснення вищевказаних перетворень отримано таблицю 2.

Табл. 2

Параметри степеневі регресійної моделі

№	x ₁	x ₂	x ₃	y
1	-2,99573	-0,69315	3,912023	6,627461
2	-2,99573	0	2,995732	7,254565
3	-2,99573	0	3,912023	7,129514
4	-1,89712	0	3,912023	7,788862
5	-2,99573	-0,69315	2,995732	6,561319
6	-1,89712	0	2,995732	7,902952
7	-1,89712	-0,69315	3,912023	7,351994
8	-1,89712	-0,69315	2,995732	7,217743
9	-2,30259	-0,28768	3,555348	7,374416

Лінійна множинна регресійна модель залежності функції у від факторних ознак x₁, x₂ та x₃ методом найменших квадратів:

$$y_i = b_0 + b_1 x_{i1} + b_2 x_{i2} + b_3 x_{i3}. \tag{4}$$

При цьому сума s квадратів відхилень:

$$s = \sum_{i=1}^n (y_i - b_0 - b_1 x_{i1} - b_2 x_{i2} - b_3 x_{i3})^2 \rightarrow \min. \tag{5}$$

Розраховано парні коефіцієнти кореляції і побудовано кореляційну матрицю (табл. 3).

Позиції табл. 3, що розташовані вище головної діагоналі незаповнені, оскільки табл. 3 є симетричною відносно головної діагоналі. Також її дані вказують, що відсутні тісно пов'язані між

собою пари серед факторних ознак x_1 , x_2 та x_3 . Очевидно, що існує зв'язок між функцією y і факторними ознаками x_1 ($r \approx 0,7534$) та x_2 ($r \approx 0,6488$) і практично відсутній зв'язок між функцією y і факторною ознакою x_3 ($r \approx -0,0028$).

Табл. 3

Кореляційна матриця

	x_1	x_2	x_3	y
x_1	1			
x_2	0,004917519	1		
x_3	0,006402013	0,004163889	1	
y	0,753417119	0,648799119	-0,00281997	1

Використовуючи додаток аналізу даних Excel, будується лінійна регресійна модель: $y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3$ (табл. 4).

Табл. 4

Таблиця регресійного аналізу

Регресійна статистика	
Множинний коефіцієнт кореляції r	0,991917437
Коефіцієнт детермінації	0,983900201
Скоригований коефіцієнт детермінації	0,974240322
Стандартна похибка	0,072220339
Спостереження	9

Дисперсійний аналіз					
	Df	SS	MS	F	Значимість F
Регресія	3	1,593747989	0,53124933	101,854295	6,66145E-05
Залишки	5	0,026078887	0,005215777		
Загальне	8	1,619826876			

Коефіцієнти	Стандартна похибка	t -статистика	P -значення	Нижні межі 95% надійного інтервалу	Верхні межі 95% надійного інтервалу	
Y -перетин (b_0)	9,05295971	0,22640312	39,98602015	1,8444E-07	8,47097196	9,63494745
x_1 (b_1)	0,61230639	0,04630919	13,22213991	4,4212E-05	0,49326487	0,73134791
x_2 (b_2)	0,83629355	0,07355812	11,36915327	9,2113E-05	0,64720638	1,02538072
x_3 (b_3)	-0,01009849	0,05558318	-0,18168239	0,8629678	-0,15297959	0,13278262

Для перевірки статистичної значущості коефіцієнтів множинної регресії застосовується критерій Стьюдента. Спочатку для рівня значущості α знаходиться $t_{кр} = t_{кр}(\alpha, n - m - 1)$. При цьому $t_{кр}$ повинно бути меншим за t_i ($|t_i| > |t_{кр}|$). У цьому випадку оцінка відповідного коефіцієнта рівняння регресії є статистично значущою. У іншому – відповідну змінну необхідно виключити з рівняння регресії і розрахунок регресії виконати заново.

В даному випадку загальна кількість спостережень $n = 9$, кількість факторів регресійної моделі $m = 3$, $\alpha = 0,05$, тому $t_{кр} = t_{кр}(0,05, 5) \approx 2,5706$. Для коефіцієнта при змінній x_3 , яка відповідає швидкості різання V у початковій табл. 4 модуль значення $t_3 < t_{кр}$, тому його значення не є статистично значущим (при цьому і відповідне P -значення дорівнює наближено 0,863 і є більшим за рівень значущості $\alpha = 0,05$). Тобто сила різання в даному випадку практично не залежить від швидкості різання. Отже, змінна x_3 виключається з рівняння регресії. Далі розрахунок регресії виконується заново і відповідно до вищенаведеного.

У формулах (1)–(3) коефіцієнт b_3 дорівнює нулю і тому відповідні формули запишуться у вигляді виразів (6)–(8).

Степенева регресійна модель буде мати вигляд:

$$R = C_0 S_z^{b_1} t^{b_2}, \tag{6}$$

де C_0 , b_1 і b_2 – невідомі коефіцієнти, які знаходимо за допомогою регресійного аналізу моделі. Для того, щоб застосувати метод найменших квадратів і знайти коефіцієнти C_0 , b_1 і b_2 степеневу регресійну модель (6) за допомогою логарифмування перетворено у лінійну регресійну модель:

$$\ln R = \ln C_0 + b_1 \ln S_z + b_2 \ln t, \quad (7)$$

Після цього вводимо наступні позначення: $\ln R = y$, $\ln C_0 = b_0$, $\ln S_z = x_1$, $\ln t = x_2$.

Тоді рівність (2) у нових змінних запишеться наступним чином:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2. \quad (8)$$

В результаті здійснення вищевказаних перетворень отримано таблицю 5.

Табл. 5

№	x_1	x_2	y
1	-2,99573	-0,69315	6,627461
2	-2,99573	0	7,254565
3	-2,99573	0	7,129514
4	-1,89712	0	7,788862
5	-2,99573	-0,69315	6,561319
6	-1,89712	0	7,902952
7	-1,89712	-0,69315	7,351994
8	-1,89712	-0,69315	7,217743
9	-2,30259	-0,28768	7,374416

Побудуємо лінійну множинну регресійну модель залежності функції y від факторних ознак x_1 та x_2 . Це можна здійснити методом найменших квадратів:

$$y_i = b_0 + b_1 x_{i1} + b_2 x_{i2}. \quad (9)$$

При цьому сума s квадратів відхилень:

$$s = \sum_{i=1}^n (y_i - b_0 - b_1 x_{i1} - b_2 x_{i2})^2 \rightarrow \min. \quad (10)$$

Далі розраховуються парні коефіцієнти кореляції і будується кореляційна матриця.

Табл. 6

	x_1	x_2	y
x_1	1	0,004917519	0,753417119
x_2	0,004917519	1	0,648799119
y	0,753417119	0,648799119	1

Використовуючи додаток аналізу даних Excel, будується лінійна регресійна модель $y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2$. В результаті отримано таблицю регресійного аналізу.

Табл. 7

Таблиця регресійного аналізу

Регресійна статистика	
Множинний коефіцієнт кореляції r	0,991863859
Коефіцієнт детермінації	0,983793915
Скоригований коефіцієнт детермінації	0,978391887
Стандартна похибка	0,066145108
Спостереження	9

Дисперсійний аналіз					
	Df	SS	MS	F	Значимість F
Регресія	2	1,593575824	0,796787912	182,1156534	4,25632E-06
Залишки	6	0,026251052	0,004375175		
Загальне	8	1,619826876			

Продовження таблиці 7

Коефіцієнти		Стандартна похибка	t-статистика	P-значення	Нижні межі 95% надійного інтервалу	Верхні межі 95% надійного інтервалу
Y-перетин (b_0)	9,01781765	0,107766079	83,67955583	1,9616E-10	8,754123551	9,281511744
x_1 (b_1)	0,61225269	0,042412747	14,4355821	6,9235E-06	0,508472444	0,716032953
x_2 (b_2)	0,83623833	0,067369779	12,41266236	1,66932E-05	0,671390414	1,001086237

В даному випадку $n = 9$, $m = 2$, $\alpha = 0,05$. Тому $t_{кр} = t_{кр}(0,05,6) \approx 2,2469$. Нерівність $|t_i| > |t_{кр}|$ виконується для усіх коефіцієнтів b_0 , b_1 і b_2 , тому вони є статистично значущими. Наближені значення коефіцієнтів: $b_0 \approx 9,018$, $b_1 \approx 0,612$, $b_2 \approx 0,836$.

Тому множинна лінійна регресійна модель (8) має наступний вигляд:

$$y_{розн} = 9,018 + 0,612x_1 + 0,836x_2 .$$

Відповідні значення y_i та $y_{i \text{ розн}}$ приведені в табл. 8.

Табл. 8

№	y_i	$y_{i \text{ розн}}$
1	6,627461	6,604035276
2	7,254565	7,183673871
3	7,129514	7,183673871
4	7,788862	7,856300808
5	6,561319	6,604035276
6	7,902952	7,856300808
7	7,351994	7,276662213
8	7,217743	7,276662213
9	7,374416	7,367481665

Якість побудованої регресійної моделі перевіряється за критерієм Фішера, тобто порівнянням статистики F-моделі із критичним значенням $F_{кр}$. За результатами табл. 7 перевіряється адекватність побудованої моделі: $F \approx 182,116$ та можна знайти за формулою:

$$F = \frac{\sum_{i=1}^n (y_{i \text{ розн}} - \bar{y}_{i \text{ розн}})^2}{m} \cdot \frac{n-m-1}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_{i \text{ розн}})^2}, \quad (11)$$

де y_i та $y_{i \text{ розн}}$ – значення залежної змінної та розрахункове значення залежної змінної при i -му спостереженні, $\bar{y}_{i \text{ розн}}$ – середнє розрахункове значення залежної змінної ($\bar{y}_{i \text{ розн}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_{i \text{ розн}}$).

Критичне значення $F_{кр}$ знаходиться за допомогою статистичної функції $F_{кр}(\alpha, k_1, k_2)$, де α – рівень значущості, $k_1 = m$, $k_2 = n - m - 1$. Тоді $k_1 = 2$, $k_2 = 9 - 2 - 1 = 6$, $\alpha = 0,05$ знайдено критичне значення $F_{кр}(0,05, 2, 6) \approx 5,143$. В даному випадку $F > F_{кр}$, тому рівняння регресії є значущим і модель є достовірною на рівні значущості $\alpha = 0,05$. Дана модель є також достовірною на рівні значущості $\alpha = 0,01$, бо в цьому випадку критичне значення $F_{кр}(0,01, 2, 6) \approx 10,925$ і $F > F_{кр}$. Крім того, критеріальна статистика показує, що рівняння регресії є значущим на рівні 0,00004.

Множинний коефіцієнт кореляції $r \approx 0,992$ вказує на сильну залежність результативної ознаки від обраних факторних ознак та обчислюється за формулою:

$$r = \sqrt{1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - y_{i \text{ розн}})^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}}. \quad (12)$$

Адекватність регресійної моделі вибіркоvim даним можна оцінити за коефіцієнтом детермінації r^2 , що показує частину варіації значень результативної ознаки y , що описується рівнянням регресії. Коефіцієнт детермінації нашої моделі $r^2 \approx 0,984$, тобто 98,4% варіації даних результативної ознаки y описуються рівнянням регресії.

Скоригований коефіцієнт детермінації r_{adj}^2 :

$$r_{adj}^2 = 1 - (1 - r^2) \cdot \frac{n-1}{n-m-1}. \quad (13)$$

Значення $r_{adj}^2 \approx 0,978$ і дозволяє стверджувати про адекватність даної моделі.

Для наочності висновків побудовано емпіричну y і теоретичну $y_{\text{розра}}$ лінії регресії (рис. 1).

Існує методика детальної оцінки регресійних моделей за допомогою певних абсолютних, порівняльних та якісних характеристик. Усі ці характеристики відносяться до прогнозних похибок залежної розрахункової змінної $y_{\text{розра}}$.

Абсолютні похибки прогнозу:

1. Середня похибка, або показник зміщення прогнозу (mean error ($M.E.$)):

$$M.E. = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - y_{i \text{ розра}}). \quad (14)$$

2. Середня абсолютна похибка прогнозу (mean absolute error ($M.A.E.$)):

$$M.A.E. = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |y_i - y_{i \text{ розра}}|. \quad (15)$$

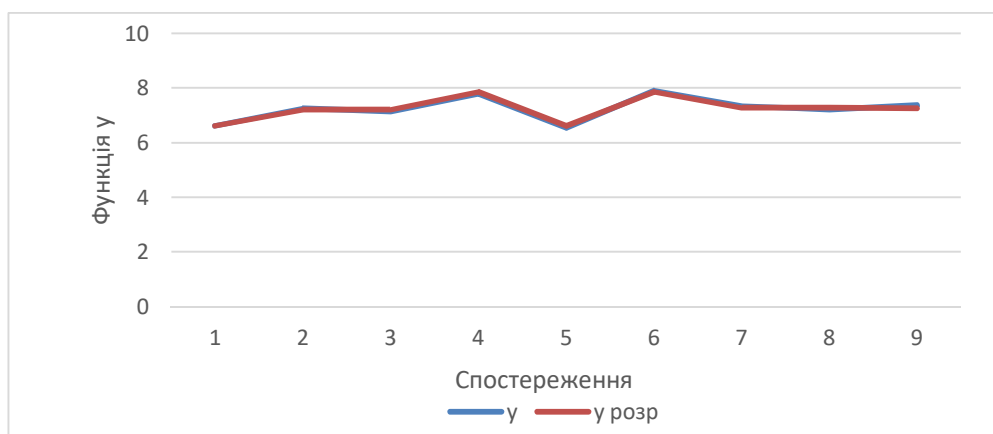


Рис. 1. Емпірична та теоретична лінії регресії

3. Середньоквадратична похибка прогнозу (mean squared error ($M.S.E.$)):

$$M.S.E. = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - y_{i \text{ розра}})^2}. \quad (16)$$

В нашому випадку $M.E. \approx 1,2829 \cdot 10^{-15} \approx 0$, $M.A.E. \approx 0,0496$, $M.S.E. \approx 0,054$.

Порівняльні показники оцінювання якості прогнозу:

1. Відносний показник зміщення прогнозу у відсотках, або середнє відхилення у відсотках (mean percentage error ($M.P.E.$)):

$$M.P.E. = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left(\frac{y_i - y_{i \text{ розра}}}{y_i} \right) \cdot 100\%. \quad (17)$$

2. Середня абсолютна похибка прогнозу у відсотках (mean absolute percentage error ($M.A.P.E.$)):

$$M.A.P.E. = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{y_i - y_{i \text{ розра}}}{y_i} \right| \cdot 100\%. \quad (18)$$

3. Коефіцієнт невідповідності Тейла (Theil inequality coefficient K_T):

$$K_T = \sqrt{\frac{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - y_{i \text{ розра}})^2}{\left(\sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_i^2} + \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_{i \text{ розра}}^2} \right)^2}}. \quad (19)$$

Отримано $M.P.E. \approx -0,0059\%$, $M.A.P.E. \approx 0,681\%$, $K_T \approx 0,004$. Чим ближчі $M.P.E.$ та коефіцієнт невідповідності Тейла K_T до нуля, тим кращий якісний прогноз множинної регресійної моделі. Рівень показника $M.A.P.E.$ та роз'яснення (табл. 8).

Табл. 8

№	Рівень $M.A.P.E.$	Висновки
1	Менше 10%	Висока якість
2	Від 10% до 20%	Досить добра якість
3	Від 21% до 50%	Задовільна якість
4	Понад 50%	Незадовільна якість

Аналізуючи отримані характеристики проміжної множинної регресійної моделі, можна зробити висновок, що дана проміжна модель дає практично незміщений прогноз.

Оскільки $M.A.P.E. \approx 0,681\%$ (що менше 1%) і коефіцієнт невідповідності Тейла близький до нуля ($K_T \approx 0,004$), то проміжна модель дає прогноз високої якості.

Далі за допомогою потенціювання перейдемо від регресійної моделі (7) до степеневій регресійної моделі (6). Для цього спочатку знайдемо коефіцієнт C_0 : $C_0 = e^{b_0} \approx e^{9,018} \approx 8248,756$.

Отже $R_{\text{розра}} = 8248,756 \cdot S_z^{0,612} t^{0,836}$. Відносна похибка обчислень: $\Delta = \frac{|R - R_{\text{розра}}|}{|R|}$.

Табл. 9

№	R, Н	R _{розра} , Н	Відносна похибка	
1	755,5613978	738,06820664	0,023152574	2,315%
2	1414,547686	1317,73875072	0,068438085	6,844%
3	1248,269858	1317,73875072	0,055652143	5,565%
4	2413,568367	2581,95157785	0,069765254	6,977%
5	707,2040837	738,06820664	0,043642456	4,364%
6	2705,256116	2581,95157785	0,045579617	4,558%
7	1559,302635	1446,15643249	0,072562054	7,256%
8	1363,408273	1446,15643249	0,060692135	6,069%
9	1594,660137	1583,64263269	0,006908998	0,691%
Середнє	1529,086506	1527,941396	0,049599258	4,960%
Максимум			0,072562054	7,256%

Середня відносна похибка *М. А. Р. Е.* наближено дорівнює 4,960%, а максимальна – 7,256%. На рис. 2 зображено емпіричну *R* і теоретичну *R_{розра}* лінії регресії моделі.

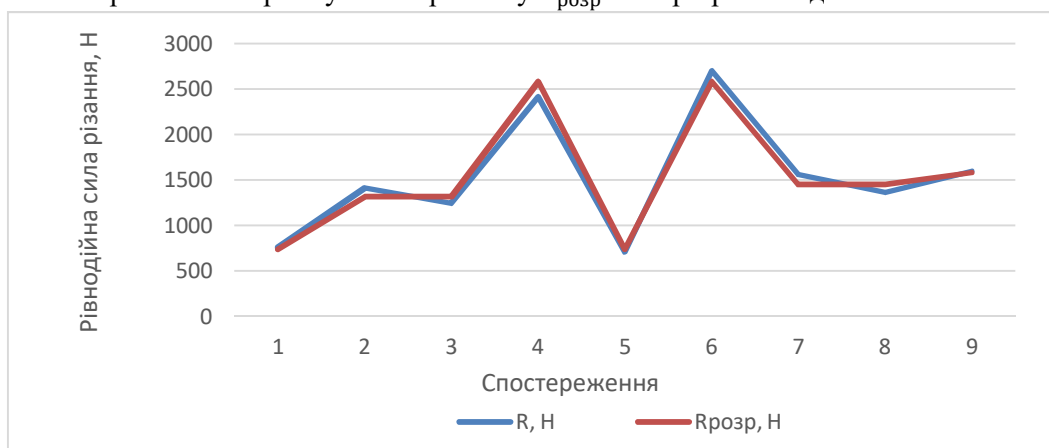


Рис. 2. Емпірична та теоретична лінії регресії

Якість остаточної побудованої степеневі регресійної моделі перевіряється за критерієм Фішера $F \approx 75,619$, а критичне значення $F_{\text{кр}}(0,05, 2, 6) \approx 5,143$, при рівні значущості $\alpha = 0,05$, $k_1 = 2$, $k_2 = 9 - 2 - 1 = 6$. В даному випадку $F > F_{\text{кр}}$, тому рівняння регресії є значущим і модель є достовірною. Рівняння регресії є значущим і модель є достовірною також і на рівні значущості $\alpha = 0,01$, бо $F_{\text{кр}}(0,01, 2, 6) \approx 10,925$ і при цьому нерівність $F > F_{\text{кр}}$ також буде виконуватись.

Значення множинного коефіцієнта кореляції $r \approx 0,989$, який показує сильну залежність результативної ознаки від обраних факторних ознак. Зв'язок між досліджуваними характеристиками є тісним, оскільки $r > 0,9$.

Адекватність регресійної моделі вибіркоvim даним можна оцінити за коефіцієнтом детермінації r^2 , що показує частину варіації значень результативної ознаки *R*, що описується рівнянням регресії. Значення коефіцієнту детермінації $r^2 \approx 0,978$, тобто 97,8% варіації даних результативної ознаки *R* описуються рівнянням регресії. Значення скоригованого коефіцієнта детермінації $r_{adj}^2 \approx 0,965$ і воно є високе, що дозволяє стверджувати про адекватність даної моделі.

Абсолютні похибки прогнозу: $M.E. \approx 1,145$, $M.A.E. \approx 79,248$, $M.S.E. \approx 93,562$. Далі за формулами (13)–(15) визначено $M.P.E. \approx -0,146\%$, $M.A.P.E. \approx 4,960\%$, $K_T \approx 0,028$. Аналізуючи здобуті характеристики степеневі регресійної моделі, можна зробити висновок, що модель дає практично незміщений прогноз. Оскільки відносна похибка проміжного прогнозу $M.A.P.E. \approx 4,960\%$ (що менше 5%) і коефіцієнт невідповідності Тейла близький до нуля ($K_T \approx 0,028$), то степенева множинна регресійна модель дає прогноз високої якості.

Також побудуємо показникову та лінійну регресійні моделі для того ж набору експериментальних даних.

Показникова множинна регресія матиме вигляд: $R = a_0 a_1^{S_z} a_2^t$, де a_0, a_1, a_2 – невідомі коефіцієнти. В результаті обчислень отримано наступну показникову регресійну модель:

$$R_{\text{розра}} = 300,136 \cdot 830,253^{S_z} \cdot 3,186^t.$$

На рис. 3 зображено емпіричну R і теоретичну $R_{\text{розра}}$ лінії регресії.

Лінійну множинну регресію розглянемо у вигляді: $R = C_0 + C_2 S_z + C_3 t$, де C_0, C_1, C_2 – невідомі коефіцієнти. В результаті обчислень отримано наступну лінійну регресійну модель:

$$R_{\text{розра}} = -723,464 + 9789,881 S_z + 1698,083 t.$$

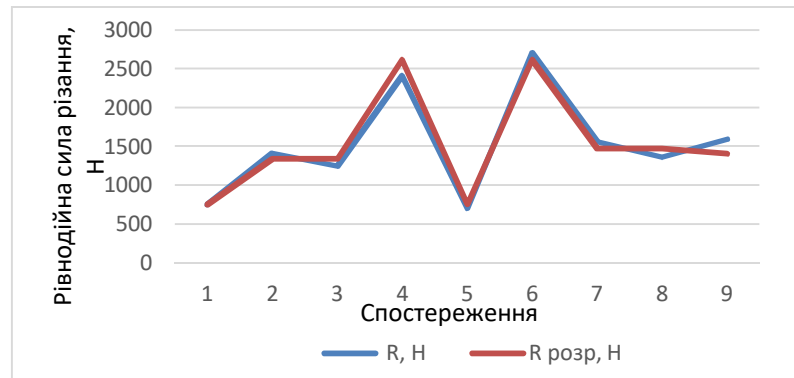


Рис. 3. Емпірична і теоретична лінії регресії

На рис. 4 зображено емпіричну R і теоретичну $R_{\text{розра}}$ лінії регресії моделі:

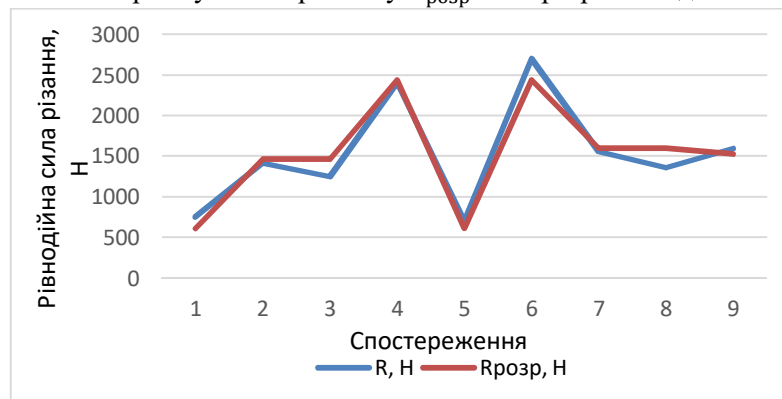


Рис. 4. Емпірична та теоретична лінії регресії

В порівняльних таблицях 10 і 11 наведені похибки прогнозування рівнодійної сили різання для усіх трьох регресійних моделей.

Табл. 10

Відносна похибка прогнозування сили різання для кожного експерименту

№ експе- рименту	R, Н	Степенева регресійна модель		Показникова регресійна модель		Лінійна регресійна модель	
		R _{розра} , Н	Відносна похибка, %	R _{розра} , Н	Відносна похибка, %	R _{розра} , Н	Відносна похибка, %
1	755,561	738,068	2,315	749,695	0,776	615,072	18,594
2	1414,548	1317,739	6,844	1338,106	5,404	1464,113	3,504
3	1248,270	1317,739	5,565	1338,106	7,197	1464,113	17,291
4	2413,568	2581,952	6,977	2620,666	8,581	2443,101	1,224
5	707,204	738,068	4,364	749,695	6,008	615,072	13,028
6	2705,256	2581,952	4,558	2620,666	3,127	2443,101	9,691
7	1559,303	1446,156	7,256	1468,269	5,838	1594,060	2,229
8	1363,408	1446,156	6,069	1468,269	7,691	1594,060	16,917
9	1594,660	1583,643	0,691	1401,678	12,102	1529,087	4,112
Середнє	1529,087	1527,941	4,960	1528,350	6,303	1529,087	9,621

Аналіз показників побудованих регресійних моделей прогнозування сили різання свідчить про найвищу якість степеневі регресійної моделі:

$$R_{\text{розр}} = 8248,756 \cdot S_z^{0,612} t^{0,836}.$$

З отриманої математичної залежності випливає, що в інтервалі зміни режимів різання не встановлено впливу швидкості різання на значення рівнодійної сили різання; високий вплив на значення сили різання здійснює глибина різання (коефіцієнт кореляції 0,753), і помірний вплив – подача (коефіцієнт кореляції 0,649).

Табл. 11

Показники регресійних моделей прогнозування сили різання

№	Регресійні моделі	r	r^2	r_{adj}^2	F	М. А. Р. Е.	K_T
1	Степенева	0,989	0,978	0,965	75,619	4,960%	0,028
2	Показникова	0,983	0,966	0,945	50,339	6,303%	0,035
3	Лінійна	0,971	0,942	0,908	27,229	9,621%	0,046

Висновки. На основі експериментальних досліджень сили різання при торцевому фрезеруванні сплаву NiTi було побудовано степеневу, показникову та лінійну множинні регресійні моделі залежності рівнодійної сили різання від режимів різання. Було описано методику статистичної обробки експериментальних даних та виконано порівняльний аналіз якості цих моделей.

Встановлено, що усі регресійні моделі адекватні та дають прогноз високої якості за коефіцієнтами кореляції та детермінації (вище 0,9), критерієм Фішера (з рівнем значущості не менше 0,01), показником середньої абсолютної похибки прогнозу (до 10%) та коефіцієнтом невідповідності Тейла (не вище 0,046). При цьому степенева множинна регресійна модель має найбільшу якість за усіма показниками. Згідно побудованої степеневі множинної регресійної моделі в інтервалі зміни режимів різання не встановлено впливу швидкості різання на значення рівнодійної сили різання, високий вплив на значення сили різання здійснює глибина різання (коефіцієнт кореляції 0,753), і помірний вплив – подача (коефіцієнт кореляції 0,649). Отримані результати можуть бути корисними для подальшого дослідження процесу різання і розробки ефективних технологій механічної обробки нітинолів.

Список використаних джерел

1. Каа, Е., Каа, І. A review on machining of NiTi shape memory alloys: the process and post process perspective. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2019. 100 (7), pp. 2045–2087. <https://doi.org/10.1007%2Fs00170-018-2818-8>.
2. Velmurugan, C., Senthilkumar, V., Dinesh, S. & Arulkirubakaran, D. Machining of NiTi-shape memory alloys – A review. Machining Science and Technology, 2018. 22 (3), pp. 355–401. <https://doi.org/10.1080/10910344.2017.1365894>.
3. Томашевський О.О., Балицька Н.О., Прилипко О.І. Скінченно-елементне моделювання процесу мікрофрезерування нітинолу. Технічна інженерія. Серія: Механічна інженерія, 2024. Вип. 1(93). С. 81–88. – Режим доступу: [https://doi.org/10.26642/ten-2024-1\(93\)-81-88](https://doi.org/10.26642/ten-2024-1(93)-81-88).
4. Балицька Н.О., Мельничук П.П. Мікрофрезерування, як спосіб текстурування поверхонь сплавів Ni-Ti для модифікації змочуваності. Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки, 2025. Вип. 347(1). С. 478–485. <https://heraldts.khmnu.edu.ua/index.php/heraldts/article/view/1287/1364>.
5. Altas, E., Gokkaya, H. and Ozkan, D. Investigation of the effects of machining parameters on tool life and surface roughness during the face milling of the NiTi shape memory alloy with uncoated tools. Materials Science, Preprints, 2020. 2020080383. <https://doi.org/10.20944/preprints202008.0383.v1>
6. Балицька Н.О. Особливості торцевого фрезерування сплавів Ni-Ti з ефектом пам'яті форми. Технічна інженерія, 2022. № 2(90). С. 3–12. [https://doi.org/10.26642/ten-2022-2\(90\)-3-12](https://doi.org/10.26642/ten-2022-2(90)-3-12).
7. Виговський Г.М., Громовий О.А., Плиса М.М. Дослідження впливу сил різання при чистовому торцевому фрезеруванні на процеси формування оброблюваних поверхонь. Технічна інженерія, 2023. (2(92)). С. 53–59. [https://doi.org/10.26642/ten-2023-2\(92\)-53-59](https://doi.org/10.26642/ten-2023-2(92)-53-59).
8. Глембоцька Л.Є., Мельничук П.П. Моделювання силових залежностей при торцевому фрезеруванні. Вісник ТДТУ, Тернопіль, 2008. 13(3). С. 79–87. <http://elartu.tntu.edu.ua/handle/123456789/17209>

9. Лапач С.М. Проблеми побудови регресійних моделей процесів різання металів. Вісник НТУУ «КПІ». Серія: Машинобудування, 2014. №3 (72). С. 40-47. http://nbuv.gov.ua/UJRN/VKPI_mash_2014_3_8
10. Радченко С.Г. Методологія регресійного аналізу. К.: Корнійчук, 2011. 376 с.
11. Бахрушин В.Є. Методи аналізу даних: навчальний посібник для студентів. Запоріжжя: КПУ, 2011. 268 с. <http://elib.chdtu.edu.ua/e-books/4122>
12. Літнарівич Р.М. Побудова і дослідження математичної моделі за джерелами експериментальних даних методами регресійного аналізу: навч. посібник, Рівне. МЕНУ, 2011. 140 с.
13. Торцева фреза Coromill-300 / Sandvik Coromant [Electronic resource]. – Доступно за адресою: <https://www.sandvik.coromant.com/en-us/product-details?c=R300-052C5-08H>.
14. Вставка для фрезерування CoroMill®300 / Sandvik Coromant [Electronic resource]. – Доступно за адресою: <https://www.sandvik.coromant.com/en-us/product-details?c=R300-0828E-KL%20%20%20%20%20%20%20H13A>
15. Multicomponent dynamometers 9257B / KISTLER [Electronic resource]. – Доступно за адресою: <https://www.kistler.com/INT/en/cp/multicomponent-dynamometers-9257b/P0000675>

Рецензент: Полонський Л.Г., д.т.н., проф., професор кафедри механічної інженерії Державного університету «Житомирська політехніка»

С.Ю. Тесля¹, С.В. Завадюк², М.Я. Втерковський¹, М.А. Тесля¹, М.В. Коваленко¹,
Л.О. Бірюкович¹, О.В. Степанов¹, Т.О. Соловійова¹

¹Національний технічний університет України
“Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського”

²Казенне науково-виробниче об'єднання "ФОРТ"

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ІНЖЕКЦІЙНОГО ЛИТТЯ НА ГЕОМЕТРИЧНІ РОЗМІРИ ДЕТАЛЕЙ ВИГОТОВЛЕНИХ МЕТОДОМ ІНЖЕКЦІЙНОГО ЛИТТЯ ПОРОШКУ МАГНІЮ

Технологія інжекційного лиття порошку (ІЛП) дозволяє виготовляти деталі значної складності у великій кількості, при зменшених витратах, у порівнянні з традиційними технологіями обробки металу. Тому вона ідеально підходить для виготовлення компонентів медичних імплантів та протезів. У даній статті досліджено вплив параметрів лиття на точність геометричних розмірів готових деталей. Показано, що за допомогою одночасної зміни таких параметрів як: тиск впорскування та тиск витримки, можливо впливати на остаточні розміри деталі. Метою є отримання номінальних розмірів з мінімальним відхиленням. Також, в даній роботі наведено методику постановки досліду за допомогою повного факторного аналізу. Використання даної методики під час вибору оптимальних технологічних параметрів дозволить підвищити показники якості деталей ІЛП

Ключові слова: спікання, інжекційне лиття порошку, факторний аналіз.

S. Teslia, S. Zavadiuk, M. Vterkovskiy, M. Teslia, M. Kovalenko,
L. Biryukovych, O. Stepanov, T. Soloviova

INFLUENCE OF INJECTION MOLDING PARAMETERS ON THE GEOMETRIC DIMENSIONS OF PARTS MANUFACTURED BY MAGNESIUM POWDER INJECTION MOLDING

Powder injection molding (PIM) technology enables the production of highly complex parts in large quantities with reduced costs compared to traditional metal processing methods. This makes it an ideal solution for manufacturing components of medical implants and prostheses. This article investigates the influence of molding parameters on the geometric accuracy of finished parts. It is demonstrated that simultaneous adjustment of parameters such as injection pressure and holding pressure can affect the final dimensions of the part. The objective is to achieve nominal dimensions with minimal deviation. Additionally, this study presents an experimental design methodology based on full factorial analysis. The application of this methodology in selecting optimal technological parameters enhances the quality indicators of PIM-produced parts.

Keywords: sintering, powder injection molding, factorial analysis.

Постановка проблеми. На даний час, використання такого передового процесу виробництва як Інкєкційне лиття порошкових сумішей (Metal Injection Molding), дало змогу виготовляти у великій кількості деталі складної конфігурації з точними розмірами, при значно менших матеріальних витратах. Основною перевагою процесу ІЛП є значне зниження кількості механічних операцій таких як: фрезерування, шліфування, токарні роботи та ін. Окрім цього, процес інжекційного лиття порошку дозволяє без додаткових затрат виготовляти конфігурації деталей, які раніше були неможливі або потребували значної кількості виробничих операцій. Дана технологія добре підходить для виготовлення складних деталей у великій кількості, тому широко поширена при виготовленні компонентів для медицини по всьому світу. Так, технологію ІЛП використовують такі компанії як: Smith&Wesson; Colt Manufacturing Company; Forjas Taurus; Glock; Springfield Armoury Inc. та ін. [1]. Проте параметри інжекційного лиття впливають на неоднорідність щільності виливка, що в свою чергу впливає на кінцеві розміри спеченої деталі. Нерівномірність щільності впливає на неоднорідність усадки, деформації деталі, можливість появи тріщини. При не вірно підібраних параметрах лиття можуть виникати внутрішні порожнини, утяжини тріщини після спікання. Також параметри впливають на шорсткість поверхні та загальний зовнішній вигляд. Так як імпланти мають складну геометрію та потребують точних розмірів, і повинні мати мінімальну механічну обробку - проблема отримати точні розміри становиться найбільш актуальною.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Загалом процес ІЛП можна розділити на чотири етапи. На першому етапі відбувається виготовлення початкового матеріалу “feedstock”. Для цього

© С.Ю. Тесля, С.В. Завадюк, М.Я. Втерковський, М.А. Тесля, М.В. Коваленко,
Л.О. Бірюкович, О.В. Степанов, Т.О. Соловійова

металевий порошок з розмірами частинок до 20 мкм, змішується з полімерним наповнювачем. Далі відбувається формування геометрії деталі на термопласт-автоматах шляхом впорскування розплавленої суміші у прес-форму. На наступному етапі відбувається видалення полімеру з деталей. В залежності від типу полімерного наповнювача “binder”, розрізняють такі види як: каталітичний дебайдинг, термічний дебайдинг, дебайдинг з використанням рідинних розчинників. Після цього, відбувається остаточне спікання металевого порошку у спеціальних високотемпературних печах до отримання суцільного металевого тіла деталі. На відміну від традиційної порошкової металургії, процес ІПП дозволяє отримувати деталі з різноманітних матеріалів з високою однорідною густиною без внутрішніх дефектів [2].

Точність геометричних розмірів та необхідних механічних властивостей готових деталей сильно залежить від вибору правильних технологічних параметрів процесу ІПП. Етап інжекційного лиття найбільш важливий, адже на даному етапі виникає велика кількість проблем. Для нього характерні такі різновиди дефектів як: пустоти, поверхневі западини, не заповнені зони деталі, лінії спаїв потоків, тріщини. Хоча дані дефекти можуть бути не помітні на відливці, вони однозначно проявляють себе на наступних операціях видалення зв'язувальної речовини (пластифікатору) та спіканні [3].

Як було зазначено професором Randall M. German в роботі [4] – варіація кінцевого розміру деталі після спікання прямо пропорційна до варіації ваги відливки деталі, та підпорядковується рівнянню:

$$\frac{dL_s}{L_s} = \frac{1}{3} \frac{dM_g}{M_g} \quad (1)$$

де, dL_s – розсіювання розміру деталі; dM_g – розсіювання ваги відливки; L_s – розмір деталі після спікання; M_g -вага деталі.

Таким чином, вага відливки має вагомий вплив на розмірну точність деталей після спікання і є важливим параметром контролю на початковому етапі виготовлення деталей по технології ІПП.

Постановка проблем дослідження. Авторами роботи [5] було використано традиційні методи формування такі як такі як лиття та екструзія для виготовлення стандартних компонентів із сплаву WE43 у біомедичних цілях. Авторами зазначається, що дані методи є економічно неефективними для створення індивідуалізованих деталей складної геометрії, які повинні відповідати вимогам до міцності, пластичності та корозійної стійкості. У зв'язку з цим, технології, що базуються на використанні зв'язувачів, зокрема лиття під тиском з металевим порошком (МІМ), а також адитивні методи виробництва (АМ), що ґрунтуються на процесах спікання, показали перспективність у виготовленні складних деталей, близьких до кінцевої форми. Такі деталі включають біодеградовані кісткові гвинти, судинні стенти та хірургічні імплантати із сплаву WE43, які можуть вироблятися у великих обсягах із високою ступеню відтворюваності.

Мета дослідження. Відповідно, метою даної роботи є визначення параметрів інжекційного лиття, які мають найбільший вплив на вагу відливки та розміри готової деталі після спікання. Одним із головних завдань є пошук оптимальних параметрів лиття, при яких розміри спечених деталей відповідають номінальним розмірам креслень з мінімальними відхиленнями.

Викладення основного матеріалу. У даній роботі, планування експерименту було здійснено по методу Бокса-Уілсона [6]. Цей метод дозволяє проводити досліди невеликими серіями. У кожній серії змінюються всі параметри по певним правилам. Досліди проводять так, щоб після математичної обробки результатів минулої серії можливо спланувати наступну серію дослідів.

На основі практичного досвіду та минулих досліджень [7]-[11] встановлено, що із всіх параметрів інжекційного лиття, на вагу відливок найбільш впливають такі технологічні параметри, наведені в таблиці 1.

Табл. 1

Параметри інжекційного лиття

№	Назва параметру	Розмірність	Кодування
1	Швидкість впорскування матеріалу	см ³ /с	– X ₁
2	Тиск впорскування	бар.	– X ₂
3	Тиск витримки	бар.	– X ₃
4	Температура прес-форми	°С	– X ₄

Процес лиття проводився на термопласт-автоматі Engel 50/110 з ЧПК та модифікованим вузлом впорскування. Матеріал для випробування: порошок Магнію WE43, фірми «Sigma aldrich», Німеччина. Основні рівні та інтервали варіювання факторів вказані в таблиці 2.

Табл. 2

Найменування	Фактори			
	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄
Основний рівень	15	800	800	120
Інтервал варіювання	10	200	200	20
Верхній рівень	25	1000	1000	140
Нижній рівень	5	600	600	100

Матриця планування експерименту подана в таблиці 3. Кожна стрічка матриці представляє собою окремий дослід з визначеними параметрам (де “+1” відповідає верхньому рівню, та “-1” відповідно нижньому рівню). З метою зменшення похибки вимірювання результатів, для кожного досліді було проведено 6 циклів інжекційного впорскування (паралельні досліді). З метою дослідження впливу здвоєних ефектів -- коли зміна одночасно двох параметрів призводить до якісно нового результату, в таблиці подано такі ефекти взаємодії:

1. Швидкість впорскування - Тиск впорскування — X₁ × X₂
2. Тиск впорскування – Тиск витримки — X₂ × X₃
3. Тиск впорскування - Температура прес-форми — X₂ × X₄

Табл. 3

Матриця планування досліді

Номер досліді	X ₀	X ₁	X ₂	X ₃	X ₄	X ₁ * X ₂	X ₂ * X ₃	X ₂ * X ₄
1	1	1	1	1	-1	1	1	-1
2	+	-1	1	1	-1	-1	1	-1
3	+	1	-1	1	-1	-1	1	1
4	+	-1	-1	1	-1	1	-1	1
5	+	1	1	-1	-1	1	-1	-1
6	+	-1	1	-1	-1	-1	-1	-1
7	+	1	-1	-1	-1	-1	1	1
8	+	-1	-1	-1	-1	1	1	1
9	+	1	1	1	1	1	1	1
10	+	-1	1	1	1	-1	1	1
11	+	1	-1	1	1	-1	-1	-1
12	+	-1	-1	1	1	1	-1	-1
13	+	1	1	-1	1	1	-1	1
14	+	-1	1	-1	1	-1	-1	1
15	+	1	-1	-1	1	-1	1	-1
16	+	-1	-1	-1	1	1	1	-1

Повний факторний експеримент дозволяє кількісно оцінити лінійні ефекти та всі їх взаємодії. Для повного факторного експерименту типу 2⁴ (де 2 – кількість рівнів, а 4 – кількість факторів). Рівняння регресії включно з ефектами взаємодії можна представити у вигляді:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + b_{12}x_1x_2 + b_{23}x_2x_3 + b_{24}x_2x_4 \quad (2)$$

У таблиці 3, у першому стовпці міститься фіктивний фактор X₀. Він вводиться для оцінки вільної перемінної рівняння b₀. У якості вихідних параметрів оптимізації виступають вага відливка (y_в) та довжина деталі після спікання (y_д).

Для кожної строки матриці планування по результатам n було розраховано середнє арифметичне значення параметрів оптимізації:

© С.Ю. Тесля, С.В. Завадюк, М.Я. Втерковський, М.А. Тесля, М.В. Коваленко,
Л.О. Бірюкович, О.В. Степанов, Т.О. Соловійова

$$\bar{y}_j = \frac{1}{n} \sum_{u=1}^n y_{ju} \quad (3)$$

Для визначення відхилення параметру оптимізації від його середнього значення. Для кожної строки матриці планування було розраховано дисперсію дослідів:

$$S_j^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{u=1}^n (y_{ju} - \bar{y}_j)^2 \quad (4)$$

Похибка дослідів визначена як квадратний корінь дисперсії дослідів:

$$S_j = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{u=1}^n (y_{ju} - \bar{y}_j)^2} \quad (5)$$

При умові рівномірного дублювання дослідів однорідність всіх дисперсій було перевірено по критерію Кохрена (G_p).

$$G_p = \frac{S_{max}^2}{\sum_{j=1}^N S_j^2} = 0,19 \quad (6)$$

В нашому випадку, розрахунковий критерій Кохрена G_p становить 0,19. Табличне значення для 16 дослідів при умові проведення 6 паралельних дослідів становить $G_T = 0,2034$. Розрахований критерій Кохрена менше за табличний ($G_p < G_T$), отже дисперсії вважаються однорідними.

Розраховані середні значення параметрів оптимізації та їх дисперсій для кожного дослідів подані в таблиці 4:

Табл. 4

Розраховані параметри ваги відливка

Назва параметру	Номер дослідів							
	1	2	3	4	5	6	7	8
\bar{y}_j	5,617	5,611	5,554	5,565	5,619	5,616	5,553	5,563
S_j^2	0,000111	0,000037	0,000021	0,000026	0,000059	0,000013	0,000125	0,000067
S_j	0,010558	0,006113	0,004633	0,005115	0,007731	0,003564	0,011171	0,008159
Назва параметру	9	10	11	12	13	14	15	16
\bar{y}_j	5,613	5,629	5,549	5,568	5,617	5,633	5,550	5,567
S_j^2	0,000016	0,000008	0,000025	0,000016	0,000017	0,000006	0,000058	0,000046
S_j	0,004033	0,002805	0,004957	0,003971	0,004119	0,002483	0,007601	0,006812

Так як дисперсії дослідів прийнято вважати однорідними, далі було розраховано дисперсію повторюваності експерименту:

$$S_y^2 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N S_j^2 = 4,0754e - 05 \quad (7)$$

Де N – кількість дослідів, або кількість строк матриці планування.

Згідно результатів розраховано коефіцієнти моделі. Вільну перемінну b_0 визначають по формулі:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \bar{y}_j = 5,589 \quad (8)$$

Коефіцієнти регресії, що визначають лінійні ефекти та ефекти взаємодії визначають по формулам (8) та (9) відповідно. Розраховані коефіцієнти подані в таблиці 5.

$$b_1 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \bar{y}_j x_{ij} \quad (9)$$

$$b_1 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N \bar{y}_j x_{ij} x_{ij} \quad (10)$$

Перевірку значимості коефіцієнтів регресії проведено за допомогою t-критерія Стьюдента. Для цього розраховуємо похибку у визначенні i-го коефіцієнту регресії:

$$S\{b_0\} = + \sqrt{\frac{S_y^2}{nN}} \quad (11)$$

де N – кількість дослідів в матриці планування, n – число паралельних дослідів.

Критерій Стьюдента визначено для кожного коефіцієнту регресії по формулі (11). Результати розрахунку приведено в таблиці 5.

Табл. 5

Розраховані коефіцієнти регресії								
	b₀	b₁	b₂	b₃	b₄	b₁₂	b₂₃	b₂₄
Коефіцієнти регресії	5,589	-0,005	0,03027	-0,0008	0,00177	0,00215	0,69306	0,00192
Критерій Стьюдента	—	7,610	46,459	1,215	2,718	3,293	1063,707	2,942

Коефіцієнт регресії вважається значимим, якщо розрахункове значення перевищує табличне значення. У нашому випадку при рівномірному дублюванні дослідів, ступінь свободи складає:

$$f = (n - 1)N = (6 - 1) * 16 = 80 \quad (12)$$

Відповідно, табличне значення t-критерія Стьюдента при 5%-му рівні значимості складає 1,99. Як можна побачити з таблиці 5, лише один розрахований критерій (1,215) не перевищує даного значення. Отже коефіцієнт регресії b_3 можливо виключити з рівняння.

Також було визначено дисперсію адекватності $S_{ад}^2$ моделі. Вона характеризує розсіювання емпіричних значень вихідних параметрів відносно розрахункових, визначених по знайденому рівнянню регресії. Дисперсію адекватності визначають по формулі:

$$S_{ад}^2 = \frac{\sum_{j=1}^N (\bar{Y}_j - \hat{y}_j)^2}{N - (k + 1)} = 3.68e - 05 \quad (13)$$

Перевірку адекватності знайденої моделі проведено по F-критерію Фішера:

$$F_p = \frac{S_{ад}^2}{S_y^2} = \frac{3.68e - 05}{4,0754e - 05} = 0.9 \quad (14)$$

Табличне значення для F-критерію Фішера при ступені свободи 11 становить $F_T = 1,8 \sim 1,9$. Розраховане значення критерію більше за табличне, отже знайдену модель можна вважати адекватною.

Після процесу інжекційного лиття, для тестових відливок були здійснені операції видалення воскового пластифікатора та стеаринової кислоти. Дані речовини видаляли шляхом промивання зразків гексаном при 45 °C протягом 900 хв. Решту зв'язувальної речовини видаляли в комбінованій печі для спікання шляхом термічного розщеплення. Кінцевим етапом є операція спікання. Тестові заготовки спікались при температурі 640 °C зі швидкістю нагріву 2 °C/хв. в атмосфері високочистого аргону протягом 64 годин. Залишкова пористість зразків становила 1,3%±0,1%. Після спікання середня щільність деталей складала 1,8 г/см³.

На спечених зразках були проведені виміри лінійного розміру (18,2 мм). Заміри проводились за допомогою мікрометра ДСТУ ГОСТ 6507:2009. Даний розмір є вихідним параметром (y_j). З метою дослідження впливу параметрів лиття на даний контрольний розмір деталей, було проведено розрахунки згідно формул (2) - (14). Результати розрахунків приведено в таблицях 6 та 7.

В таблиці 7 наведені розраховані коефіцієнти регресії. Враховуючи, що розрахований коефіцієнт Стьюдента для таких факторів як b_3, b_4, b_{24} не перевищує табличного значення 1,99, можемо виключити вплив таких параметрів як: тиск витримки, температура прес-форми та ефект взаємодії “Тиск впорскування - Температура прес-форми” на кінцеві розміри деталі.

Табл. 6

Розраховані параметри розміру деталі

Назва параметру	Номер досліду							
	1	2	3	4	5	6	7	8
\bar{y}_j	18,208	18,207	18,173	18,180	18,213	18,217	18,178	18,198
S_j^2	0,000137	0,000067	0,000147	0,000120	0,000147	0,000067	0,000177	0,000457
S_j	0,011691	0,008165	0,012111	0,010955	0,012111	0,008165	0,013292	0,021369
Назва параметру	9	10	11	12	13	14	15	16
\bar{y}_j	18,210	18,218	18,180	18,195	18,203	18,210	18,163	18,188
S_j^2	0,000040	0,000097	0,000160	0,000190	0,000187	0,000120	0,000267	0,000177
S_j	0,006325	0,009832	0,012649	0,013784	0,013663	0,010955	0,016329	0,013292

Табл. 7

Розраховані коефіцієнти регресії

	b_0	b_1	b_2	b_3	b_4	b_{12}	b_{23}	b_{24}
Коефіцієнти регресії	18,196	-0,0052	0,014	0	-0,0004	0,00312	2,271	0
Критерій Стьюдента	—	4,03	11,14	0	0,32	2,42	1761,92	0

Грунтуючись на коефіцієнтах регресії із таблиці 5 та 7 можна зробити висновок, що в обох випадках, вирішальний вплив на вагу відливка та геометричні розміри деталі має ефект взаємодії тиску впорскування - тиск витримки.

Враховуючи очевидний зв'язок між вагою відливки та розміром деталі, було розраховано коефіцієнт кореляції між середньою вагою деталей та їх розмірами після спікання згідно формули:

$$r = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}) \cdot (y_i - \bar{y})}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}} = 0.912 \quad (15)$$

Розрахований коефіцієнт кореляції складає 0,912. Даний коефіцієнт наближається до 1, що свідчить про сильний взаємозв'язок між вагою відливки та розміром спеченої деталі.

Висновки.

У результаті даного дослідження було визначено, що найбільший вплив серед параметрів інжекційного лиття на вагу відливка та розміри деталі має ефект взаємодії тиску впорскування та тиску витримки. Таким чином, при одночасній зміні даних параметрів можливо, в певних межах, впливати на номінальні розміри готової спеченої деталі. Також, встановлено, що вага відливка після операції інжекційного лиття має істотний вплив на геометричні розміри деталі. Отже, можна припустити, що вага деталі може слугувати контрольним параметром під час лиття для забезпечення стабільної розмірної точності деталі та зменшення кількості бракованих деталей.

Необхідно відмітити, що метод проведення досліду згідно повного факторного аналізу є дієвим інструментом для дослідження впливу параметрів інжекційного лиття на якість деталей виготовлених по технології Інжекційне лиття порошку.

Робота виконана за фінансової підтримки Міністерства освіти та науки України (проект № 0123U100934).

Література

1. Williams Nick Metal Injection Moulding in the firearms industry: A global perspective / Nick Williams // PIM International. – 2014. – Vol. 8. – P. 76.
2. Heaney Donald F. Handbook of metal injection molding / Donald F. Heaney. – Woodhead Publishing Limited, 2012. – 604 p.
3. Yarlagadda P. K. D. V., 2002, “Development of an Integrated Neural Network System for Prediction of Process Parameters in Metal Injection Moulding / P. K. D. V. Yarlagadda // Journal of Materials Processing Technology. – 2002. – Vol. 130–131. – P. 315–320.

4. Randall M. German Green Body Homogeneity Effects on Sintered Tolerances / M. German Randall // Powder Metallurgy. – 2004. – Vol. 47. – P. 157-160.
5. In Situ X-ray Synchrotron Radiation Analysis, Tensile- and Biodegradation Testing of Redox-Alloyed and Sintered MgCa-Alloy Parts Produced by Metal Injection Moulding // Martin Wolff, Heike Helmholtz, Monika Luczak [et al.] // Metals. – 2022. – Vol. 12. . – P. 353.
6. Спиридонов А. А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А. А. Спиридонов. – Москва: Машиностроение, 1981. – 184 с.
7. Tseng W. J. Statistical Analysis of Process Parameters Influencing Dimensional Control in Ceramic Injection Molding / W. J. Tseng // Journal of Materials Processing Technology. – 1998. – Vol. 79. – P. 242–250.
8. Optimization of Process Conditions in Powder Injection Moulding of Microsystem Components Using a Robust Design Method: Part I. Primary Design Parameters / R. Urval, S. Lee, S. V. Atre [et al.] // Powder Metallurgy. – 2008. – Vol. 51 . – P. 33–142.
9. Process Simulation of Powder Injection Moulding: Identification of Significant Parameters During Mould Filling Phase / S. V. Atre, S. J. Park, R. Zauner [et al.] // Powder Metallurgy. – 2007. – Vol. 50. – P. 76–85.
10. Barriere T. Determination of the Optimal Process Parameters in Metal Injection Molding From Experiments and Numerical Modeling / T. Barriere, B. Liu, J. C. Gelin // Journal of Materials Processing Technology. – 2003. – Vol. 143-144. – P. 636–644.
11. Simulation of the Sintering Densification and Shrinkage Behavior of Powder-Injection-Molded 17-4 PH Stainless Steel / Y. S Kwon, Y. Wu, P. Suri [et al.] // Metallurgical and Materials Transactions A. – 2004. – Vol. 35. – P. 257–263.
12. Investigation of Mouldability for Feedstocks Used Powder Injection Moulding / C. Karatas, A. Sozen, E. Arcaklioglu, S. Erguney [et al.] // Materials and Design. – 2008. – Vol. 29. – P. 1713–1724.

Рецензент: Мініцький Анатолій Вячеславович, д. т. н., проф. КПІ ім. Ігоря Сікорського, НН ІМЗ ім. Є. О. Патона, каф. ВТМ та ПМ

В.О. Волянський, О.П. Герасимчук, Т.В. Волянський

Луцький національний технічний університет

ЛІСОРОСЛИННІ УМОВИ В ЗАПЛАВАХ РІЧОК ПСЕЛ І ВОРСКЛА

Проведено аналіз лісорослинних умов заплав річок Псел і Ворскла. Він показав, що основними факторами, що визначають лісорослинні умови в заплавах річок Псел і Ворскла є повторюваність і тривалість затоплення заплав. У зв'язку із зниженням впливу факторів заплавної лісорослинні умови змінюються в сторону висушення, на ріст лісових насаджень все більший вплив мають зональні кліматичні фактори. Різноманітність лісорослинних умов і формування великої кількості типів лісу в заплавах річок вимагають розробки методів господарювання в них.

Ключові слова: заплава річки, затоплення, лісорослинні умови, заплавні ліси.

V.O. Volianskyi, O.P. Herasymchuk, T.V. Volianskyi

FOREST GROWING CONDITIONS IN FLOODPLAINS OF PSEL AND VORSKLA RIVERS

This study analyses the forest growing conditions within the floodplains of the Psel and Vorskla rivers. The findings indicate that the primary factors influencing these conditions are the frequency and duration of floodplain inundation. Due to a reduction in the impact of floodplain-specific factors, the forest growing conditions are shifting towards increased dryness, with zonal climatic factors exerting a growing influence on forest stand development. The diversity of forest growing conditions and the formation of numerous forest types within these floodplains necessitate the development of tailored management strategies.

Keywords: river floodplain, inundation, forest growing conditions, floodplain forests.

Problem Statement. Due to the regulation of surface runoff, the construction of a cascade of reservoirs, and the commissioning of water intake and other hydraulic structures, the forest growing conditions in the floodplains of rivers have significantly changed towards either drying or excessive waterlogging. Currently, there is an increasing risk of damage and death of floodplain forests due to anthropogenic overload. The insufficient study and lack of a management system in the floodplain forests of the Vorskla and Psel rivers highlight the urgency of addressing these issues.

Analysis of Recent Research and Publications. A number of researchers have studied the ecological factors in river floodplains across various regions, focusing on their impact on the growth, productivity, and water-protective functions of forests. Among the scientific publications dedicated to this topic, the works of Yu.P. Byallovych, M.V. Romashov, M.A. Lokhmatov, O.S. Mihunova, I.D. Avramenko, V.H. Shatalov, I.V. Trieshechivskyi, I.V. Yakimov, O.S. Mihunova, I.B. Shynkarenko, V.P. Tkach, O.B. Bondar, V.V. Nazarenko and others [1–5] have been analyzed. The study of the specific forest growing conditions in the floodplains of the Psel and Vorskla rivers is particularly important.

Task formulation. The aim of this study is to examine the forest growing conditions that influence the growth, productivity, and water-protective functions of forest stands in the floodplains of the Vorskla and Psel rivers. To achieve this, the research investigates the hydrological regime of the floodplains, soil cover, and the spatial distribution of floodplain forests.

The research focuses on floodplain forests along the Psel and Vorskla rivers. To analyze the structure of these floodplain areas, topographic maps at a 1:25000 scale were utilized. The study is based on the comparative ecology method. The duration and frequency of floodplain inundation were determined by correlating river water levels during flood events with a vertical profile laid across the floodplain perpendicular to the river channel.

Presentation of the Main Material. The forest growing conditions in the floodplain are determined by the characteristics of the river's hydrological regime. The Psel and Vorskla rivers are classified as medium-sized rivers. Flowing in a meridional direction, they pass through regions with varying forest growing conditions, which also results in changes to the rivers' own parameters that define the floodplain hydrology.

The main ecological factors influencing the water supply regime of the floodplain are the frequency, timing, and duration of inundation by floodwaters. These indicators vary from the river's source to its mouth. In the lower reaches, due to earlier spring warming, flooding begins sooner and lasts longer—up to one month or more. In contrast, the middle and upper reaches experience shorter flood periods, usually not exceeding 10 days. In recent decades, the regulation of water flow and increased water withdrawal have significantly altered the flood regime, which has had a profound impact on floodplain processes.

Analysis of research materials shows that until the mid-1950s, the floodplain of the Vorskla River was flooded almost every year. Today, this figure has decreased to an average of 5 times per decade. The floodplain may remain unflooded for 2–3 consecutive years, which leads to changes in the previously established forest growing conditions. Additionally, both the duration of flooding and the average maximum spring water level have decreased. In the middle section of the Vorskla River, these parameters have dropped from 11 to 4 days and from 264 cm to 221 cm, respectively.

The reduction in the average duration of floodplain inundation is primarily caused by river flow regulation and increased water extraction. The decreased frequency and duration of inundation events lead to a decline in the groundwater table. The floodplain moisture regime also changes throughout the growing season. Following significant spring moisture accumulation, a drier summer period ensues, during which zonal climatic factors play a more dominant role. As a result, there is a shift in hygrotropic conditions toward drier site types.

Based on the study of the floodplain inundation regimes of the Psel and Vorskla rivers, and considering the changes observed in recent decades, the following types of inundation regimes have been identified:

- Short-term through-flow inundation – inundation of the highest floodplain areas (natural levees, elevated ridges) for up to 10 days;
- Medium-term through-flow inundation – flooding of elevated terrain elements for 10 to 40 days;
- Long-term through-flow inundation – flooding of slightly elevated or level areas for 40 to 60 days;
- Short-term stagnant inundation – flooding of slightly depressed areas for up to 40 days;
- Long-term stagnant inundation – flooding of significantly depressed areas for more than 40 days.

Prior to the regulation of river flow, short-term through-flow inundation occurred primarily in the upper reaches of rivers and partially in their middle reaches. Today, this inundation type is typical for much of the Vorskla and Psel rivers. Medium-term through-flow inundation occurs in the middle and lower reaches, but only in years with increased flood intensity. Both short- and medium-term through-flow inundation are characteristic of the near-channel and central parts of the floodplain. Approximately 80% of the floodplain forest stands of the Vorskla and Psel rivers were formed under these inundation regimes.

Long-term through-flow inundation is observed only in small areas, such as sandy shallows, small islands, and depressed terrain features. Stagnant inundation primarily occurs in the terrace-adjacent portion of the floodplain and is present along the entire length of the rivers. The duration of stagnant flooding depends on the magnitude of the flood, the degree of terrain depression and enclosure, and the emergence of groundwater to the surface.

Due to changes in floodplain-related factors, many forest stands that originally developed under conditions of medium-duration through-flow inundation are now growing in floodplains characterized by short-term through-flow inundation regimes. To assess the influence of hydrological factors on the growth of floodplain forests, the dynamics of radial increment were analyzed in relation to flood duration and the average river water level during flood events.

A strong correlation was established between the growth index, the duration of flooding, and the average floodwater level in the river. This indicates that the hydrological variables studied significantly affect the formation of the annual increment in forest stands.

Further degradation of the hydrological regime—caused by declining river discharge and reduced frequency and duration of floodplain inundation—will lead to a decrease in the productivity of floodplain forests.

The percentage distribution of site condition types in the floodplains of the Psel and Vorskla rivers is presented in Table 1.

Table 1.

Distribution of Site Condition Types in the Floodplains of the Psel and Vorskla Rivers, %

Hygrotop	Trophotop				Total
	A	B	C	D	
0	-	-	-	-	-
1	-	-	-	-	-
2	-	1,4	20,4	23,8	45,6
3	-	4,2	13,8	14,9	32,9
4	-	-	3,4	10,1	13,5
5	-	-	0,1	7,9	8,0
Total	-	5,6	37,7	56,7	100,0

Alluvial and floodplain processes have a significant influence on the formation of soil cover within river valleys. The periodic inundation of floodplains modifies the soil-forming environment by altering the aeration and salinity regimes of the soils and by raising the groundwater level.

The Psel and Vorskla rivers are freely meandering watercourses. The sinuosity of their channels results in a complex floodplain morphology, characterized by ridged elevations, near-channel natural levees, and scour depressions formed by floodwaters. As a result, there is considerable soil variability throughout the floodplain.

In the near-channel part of the floodplain, coarse alluvium is deposited due to active fluvial processes. In the central part, finer sediments accumulate, while silty particles are deposited in the terrace-adjacent (outer) zone. Near-channel forest stands reduce the velocity of floodwaters and promote the deposition of coarse sand particles, which facilitates the formation of levees and ridges. The annual transport and deposition of sand create stratified soils, where buried soil horizons are often encountered. The upper soil layers are typically light loam or sandy loam in texture.

Due to the meandering nature of the Psel and Vorskla, their channels often intrude into the central floodplain zone. This results in the central floodplain soils occurring directly adjacent to the river channel. The terrain in the central floodplain is relatively flat, with minor micro-elevations. During flooding, fine nutrient-rich particles are deposited in this area, where meadow-type soil formation processes dominate.

The terrace-adjacent floodplain is characterized by meadow-bog and bog soils, which have formed under the influence of alluvial and deluvial processes in conditions of prolonged through-flow and stagnant flooding. The soil types found in the floodplains of the Psel and Vorskla rivers exhibit varying degrees of forest suitability. With an appropriate forest typological assessment, it is possible to cultivate forest stands across all areas of these floodplains. It is essential to determine the correspondence between the forest growing conditions of different floodplain zones and the tree species growing on them.

In the terrace-adjacent floodplain, black alder stands can grow successfully without the need for any additional interventions, as optimal conditions exist for their development, and they effectively perform meliorative functions. The near-channel floodplain is also suitable for afforestation. Woody and shrubby willows and poplars find favorable growth conditions in this zone and are indispensable for riverbank protection. In the fertile soils of the central floodplain, it is advisable to cultivate the most valuable and highly productive oak stands. Around old riverbeds located in the central floodplain, it is appropriate to establish poplar plantations, as they exhibit high productivity in such environments.

The diversity and dynamism of soil and hydrological conditions in river floodplains lead to the formation of a wide variety of forest types. The spatial distribution of floodplain forest stands follows specific patterns and is generally associated with particular segments of the floodplain.

In the near-channel floodplain, the most common forest types are fresh and moist black poplar forests (subory), fresh and moist poplar stands (suhroudky), and fresh elm-spindle and maple-linden oak forests (sudibrovy). Medium-duration through-flow inundation, which was typical for this part of the floodplain until the mid-1950s, has now been replaced by short-term through-flow flooding. Only on sandy shoals is long-term through-flow inundation still observed. Willows do not form large stands; instead, they typically grow as narrow strips on sandy shoals and along riverbanks, where they perform an important anti-erosion function. Poplar stands are found on ridged near-channel elevations. The formation of oak forest types in the near-channel zone is driven by the meandering of the river, which causes the riverbed to shift across the floodplain and intrude into its central zone. The successful development of oak stands under such conditions is explained by the presence of deep, buried humus-rich soil horizons located up to 1 meter deep. In such cases, the near-channel zone acquires characteristics typical of the central floodplain.

It is important to note that erosion-accumulative processes in this zone lead to a deterioration in site trophic conditions. A forest typological survey and analysis of the herbaceous vegetation cover indicate that a significant portion of the floodplain is "over-dried." Most areas within the near-channel floodplain are classified as moist site types.

The central floodplain is characterized by richer growing conditions. It is dominated by fresh and moist elm-spindle and maple-linden oak forests.

In the central floodplain, short-term through-flow inundation is predominant, while medium-duration through-flow flooding is observed less frequently. Intense spring moisture from flooding is typically followed by a low-water summer period characterized by limited moisture availability. As a result, during the growing season, the hygrotopic conditions shift progressively from D3 → D2-3 → D2 → D1-2. Under such conditions, the forest stands must exhibit high ecological resilience.

The terrace-adjacent floodplain is primarily composed of moist and wet black alder stands, both as pure coppice and, less commonly, seed-regenerated or mixed-origin stands. Due to regulated river flow, long-term stagnant flooding has become less typical for this part of the floodplain. The dominant inundation regimes in the terrace-adjacent zone are short-term stagnant and long-term through-flow flooding.

It is important to note that river flow regulation has resulted not only in a reduction in the duration and frequency of floodplain inundation but also in the emergence of areas that are no longer flooded or experience flooding only rarely. These areas are mostly associated with sandy ridges. Silvicultural experience shows that Scots pine (*Pinus sylvestris*), which is tolerant of poor soils and can withstand short-term flooding, grows successfully in such locations [1, 2].

Conclusions. A distinctive feature of the floodplain forests along the Psel and Vorskla rivers is their irregular inundation regime. Compared to larger river systems, these floodplains are characterized by a simpler vegetation pattern. However, this spatial organization is modified by the meandering of the rivers, which leads to the formation of numerous old riverbeds and channels, often accompanied by alluvial deposits. In the central floodplain, willows and poplars commonly grow along the banks of these former channels.

The near-channel floodplain frequently exhibits forest growing conditions similar to those found in the central floodplain, which facilitates the development of oak stands in these areas. The dynamic nature of soil and hydrological conditions, along with the intense impact of anthropogenic factors on the vegetation, contributes to the formation of derivative stands that are less valuable and less resilient.

Analysis of systematic research results shows that the primary ecological factors determining forest growing conditions in the floodplains of the Psel and Vorskla rivers are the frequency and duration of inundation. With the decreasing influence of floodplain-related factors, the conditions are trending toward increased dryness, and zonal climatic factors are becoming increasingly influential on forest stand growth.

The soil cover of floodplain forests is highly diverse, shaped significantly by floodplain and alluvial processes. The near-channel zone is characterized by light-textured alluvial soils; the central floodplain contains alluvial-meadow soils formed on sandy, sandy loam, and loamy sediments; and the terrace-adjacent zone features meadow-bog and bog soils. These different soil types exhibit varying degrees of forest suitability.

The contrasting soil-hydrological conditions across the floodplain lead to a wide range of forest types. In the near-channel floodplain, the predominant types include moist poplar stands, as well as fresh and moist elm-spindle and maple-linden oak forests. In the central floodplain, fresh and moist elm-spindle and maple-linden oak forests prevail, while in the terrace-adjacent zone, moist and wet black alder stands dominate.

The diversity of forest growing conditions and the resulting variety of forest types in the floodplains of these rivers necessitate the development of specialized management practices for their sustainable use.

References:

1. Ткач В. П., Волянський В. О., Зятков Л. Л. Стан лісів у заплавах річки Псел і Ворскла // Лісівництво і агролісомеліорація. – К. : Урожай, 1991. – Вип. 82. – С. 14–18.
2. Ткач В. П. Заплавні ліси України. – Харків : Право, 1999. – 368 с.
3. Ткач Л. І., Бондар О. Б. Типологічне різноманіття лісів водозборів річки Псел // Науковий вісник НЛТУ України. – 2016. – Вип. 26.5. – С. 153–160.
4. Ткач Л. І., Бондар О. Б., Солодовник В. А. Типологічна структура та біорізноманіття лісів малих водозборів річки Ворскла // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Лісівництво та декоративне садівництво. – 2016. – Вип. 238. – С. 56–65.
5. Назаренко В. В. Лісівничо-екологічний макрокомплекс та продуктивність типів лісу Лісостепу Харківщини : дис. ... канд. с.-г. наук : 06.03.03. – Харків, 2013. – 209 с.
6. Остапенко Б. Ф., Ткач В. П. Лісова типологія. – Харків : Вид-во Харківського держ. аграрного університету ім. В. В. Докучаєва, 2002. – 204 с.

Рецензент: Мазепа Василь Григорович, професор кафедри лісового господарства ЛНТУ, д.т.н., професор.

О. В. Калюжний¹, В. Л. Калюжний², О. В. Холявік², А. В. Байханов²

Кременчуцький національний технічний університет імені Михайла Остроградського¹
 Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені
 Ігоря Сікорського»²

СКОРОЧЕННЯ ПЕРЕХОДІВ ХОЛОДНОГО ЛИСТОВОГО ШТАМПУВАННЯ ПРИ ВИГОТОВЛЕННІ ПОРОЖНИСТИХ КОНУСНИХ ВИРОБІВ З МІДІ

Розглянуто скорочення кількості переходів при холодному штампуванні з мідної листової заготовки порожнистих конусних виробів, які по традиційній технології штампують витягуванням за чотири переходи. На першому переході шляхом витягування в конусній матриці виготовлено напівфабрикат з конусною і циліндричною частинами. На другому переході здійснено обтиск циліндричної частини і отримано готовий конусний виріб. Методом скінченних елементів з використанням програми DEFORM-2D і пружно-пластичної моделі металу створено математичні моделі та проведено розрахунковий аналіз переходів витягування обтиску. При моделюванні обтиску враховано накопичені деформації і вичерпаний ресурс пластичності у zdeформованому металі після витягування. Для витягування використано матрицю спеціального профілю з конусною поверхнею у вигляді виступів і впадін, що дозволило зменшити зусилля витягування і збільшити ступінь деформації та виконати витягування за один перехід. Для двох переходів формоутворення виробу встановлено залежності зусиль деформування від переміщення інструменту. Визначено розподіли компонент напружень, деформацій, вичерпаного ресурсу пластичності та форму і розміри напівфабрикату після витягування. Аналогічні дані отримано для переходу обтиску. Пропрацювання структури металу холодною пластичною деформацією оцінено по розподілах інтенсивності деформацій в об'ємах напівфабрикату і виробу.

Ключові слова: конусний виріб; витягування і обтиск; метод скінченних елементів; напівфабрикат; зусилля деформування; розподіли напружень і деформацій; форма і розміри напівфабрикату та виробу.

O. Kaliuzhnyi, V. Kaliuzhnyi, O. Kholiavik, A. Baykhanov

REDUCTION OF COLD-SHEET STAMPING TRANSITIONS IN THE MANUFACTURING OF HOLLOW CONE PRODUCTS FROM COPPER

The paper considers the reduction of the number of transitions in cold stamping of hollow cone products from copper sheet billets, which are stamped by drawing in four transitions according to the traditional technology. In the first step, a semi-finished product with conical and cylindrical parts is produced by drawing in a cone die. In the second step, the cylindrical part is crimped and the finished cone product is obtained. Mathematical models were created by the finite element method using the DEFORM-2D program and an elastic-plastic model of the metal, and a computational analysis of the stretching and compression transitions was performed. The modeling of compression took into account the accumulated deformations and the exhausted plasticity resource in the deformed metal after stretching. For drawing, a special profile matrix with a conical surface in the form of protrusions and depressions was used, which made it possible to reduce the drawing force and increase the degree of deformation and perform drawing in one pass. For two transitions of the product forming, the dependence of deformation forces on tool displacement was determined. The distributions of stress components, deformations, exhausted plasticity resource, and the shape and dimensions of the semi-finished product after drawing were determined. Similar data were obtained for the compression transition. The development of metal structure by cold plastic deformation is estimated by the distributions of deformation intensity in the volumes of semi-finished product and product.

Keywords: conical product; stretching and compression; finite element method; semi-finished product; deformation forces; stress and strain distributions; shape and dimensions of semi-finished product and product.

Постановка проблеми. Порожністі конусні деталі з мідірізних розмірів складовою частиною виробів спеціального призначення, що виготовляються великими серіями. Ескіз однієї з таких деталей, для якої потрібно розробити технологію штампування, приведено на рис. 1. Традиційна технологія отримання порожнистих конусних виробів – це витягування з листової заготовки. При цьому в залежності від величини відношення висоти конусної деталі h до

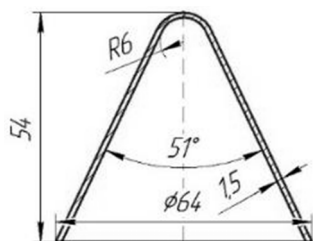


Рис. 1. Ескіз виробу

зовнішнього діаметру d та значення кута твірної конусу α такі деталі згідно відомої класифікації розподілені на три групи: низькі, середні та високі. Найбільші складнощі виникають при витягуванні високих конусних деталей, для яких $h/d = 0,8 \div 1$ і $\alpha = 10^\circ \div 30^\circ$. Для таких деталей застосовують витягування за 4-6 переходів. З урахуванням серійності виробництва для цього потрібно виготовити певну кількість штампового оснащення та використовувати відповідно таку ж кількість кривошипного пресового обладнання. Використання

багато перехідного витягування приводить до значної різнотовщинності стінки по довжині деталі по причині потовщення, яке має місце при формоутворенні витягуванням, та потоншення стінки на радіусі заокруглення пуансонів.

Сучасне листове штампувальне виробництво ставить задачі збільшення продуктивності виготовлення та покращення якості деталей. Зростання продуктивності можна забезпечити скороченням кількості переходів штампування, а покращення якості відбудеться завдяки підвищенню точності форми і розмірів деталей. Відомо із практики штампування порожнистих конусних виробів із сталі, що застосування операції обтиску дозволяє зменшити кількість переходів витягування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Використання різних підходів у методі скінченних елементів (МСЕ) для аналізу пластичної деформації та оптимізації процесів обробки металів тиском описано в монографії [1]. Результати скінченно-елементного моделювання процесів листового штампування в умовах холодної та гарячої пластичної деформації наведено в роботі [2]. У джерелі [3] викладено способи і дослідження з використанням МСЕ і програми DEFORM по інтенсифікації процесів холодного листового штампування.

У дослідженні [4] з використанням МСЕ і програмного забезпечення DEFORM 2D було визначено вплив температури заготовки, радіусу матриці та швидкості деформування на характеристики глибокого витягування порожнистого виробу із алюмінію 7075. Встановлено, що температура заготовки має найбільший вплив на формозміну алюмінієвого матеріалу, за якою слідують швидкість деформування та радіус матриці.

В роботі [5] і чисельним моделюванням досліджено новий процес гідромеханічного глибокого витягування з незалежним радіальним тиском для отримання деталей з великим відношенням висоти до діаметру. На прикладі тонкостінної конічної чашки з алюмінієвого сплаву 5A06 вивчено вплив шляхів гідралічного навантаження та раціональних співвідношень радіального тиску на розміри стінок. Результати показали, що правильне поєднання тиску в рідинній камері і незалежного радіального тиску може ефективно стримувати виникнення тріщини на дні конусу і дефектів у вигляді гофр в області конічної стінки деталі, покращити рівномірність розподілу товщини стінки і якість формоутворення в процесі витягування.

Шляхом моделювання в скінченно-елементній програмі DEFORM розроблено технологію одноперехідного витягування без притискача великогабаритної деталі [6]. Встановлено зусилля деформування та геометричну форму деформуючого інструменту для забезпечення якісного виготовлення деталі.

За допомогою програмного забезпечення ANSYS15 було досліджено вплив зазору та товщини круглій пластини із латуні CuZn37 на зусилля деформування та розподіл напружень, деформацій і гофроутворення при витягуванні еліптичної порожнистої деталі [7]. Розглянуто товщини 0,8, 0,9 і 1 мм та зазори між пуансоном і матрицею 0,8, 0,9, 1 і 1,1 мм при витягуванні без притискача. Встановлено, що зазор величиною 0,9 мм дає найкращі результати при формоутворенні.

За допомогою програми ABAQUS/EXPLICIT FEA в роботі [8] розроблено скінченно-елементну модель для 3D моделювання процесу глибокого витягування з урахуванням анізотропії матеріалу заготовки. Модель дозволяє прогнозувати розподіл товщини і потоншення заготовки в залежності від параметрів матриці та визначати зусилля на пуансоні і притискачі. Встановлені параметри не потребують проведення дорогих виробничих випробувань.

Для дослідження впливу температури, швидкості деформації та анізотропії при витягуванні в конусній матриці було використано моделювання в ANSYS APDL [9]. Встановлено зусилля деформування та напружений стан металу під час витягування.

Тривимірною скінченно-елементною моделлю витягування в конусній матриці циліндричних порожнистих виробів була побудована за допомогою комерційного скінченно-елементного пакету ANSYS/APDL-19 в роботі [10]. Пуансоном з плоским торцем витягуванню підлягали заготовки з матеріалів AA8011 та AA1200. Найкращі результати по витягуванню отримано в матриці з кутом конусу 36°.

Моделювання в ANSYS використано для опису складної поведінки металу при витягуванні циліндричного порожнистого виробу [11]. Визначено розміри матриці і пуансону для отримання виробу без дефектів та силові режими формоутворення.

Чисельне моделювання МСЕ та експериментальні дослідження по витягуванню з прикладанням ультразвукових коливань до матриці проведено в роботі [12]. Досліджено вплив амплітуди і частоти коливань на поведінку металу при формоутворенні порожнистого виробу.

Прикладання коливань дозволило суттєво зменшити зусилля витягування, але при цьому спостерігалося сильне потоншення, яке в певних умовах приводило до руйнування.

Автором [13] відмічено, що результати моделювання процесів витягування в ANSYS відповідають експериментальним даним і дозволяють прогнозувати утворення дефектів у вигляді гофр, тріщин і фестонів. При низькому тиску на притискачі виникають гофри, а високий тиск приводить до зменшення товщини і появи тріщин у виробі.

Дослідження по визначенню з урахуванням анізотропії оптимальної форми заготовки для витягування порожнистих виробів довільної форми з рівномірним припуском на обрізку на фланці приведено в джерелі [14]. Результати моделювання в ANSYS, що відповідають експериментальним даним, перевірено на прикладах витягування трьох деталей.

Вплив товщини заготовки на витягування із алюмінію AL99.5w і латунного сплаву CuZn37 квадратних коробок в конусній матриці вивчено в роботі [15]. Виконано моделювання за допомогою MCE та проведено експериментальні дослідження, які показали узгодженість між результатами по зусиллю деформування, граничним коефіцієнтам витягування та вірогідності руйнування.

Автором [16] вказано, що використання програми ANSYS є ефективним для моделювання процесів витягування та дозволяє отримати необхідні результати для проектування технології. В статті досліджуються дефекти у вигляді гофр, утворення фестонів та руйнування листового металу. Пропонуються шляхи зменшення виникнення дефектів.

Моделювання MCE та відповідні експерименти було проведено для дослідження впливу сили притискача заготовки, радіусу пуансону та коефіцієнту витягування на руйнування циліндричних порожнистих виробів при витягуванні [17]. Результати показали хорошу узгодженість між розрахованою та виміряною висотою зони руйнування.

Моделюванням з використанням ANSYS LS-DYNA в джерелі [18] встановлено вплив зусилля притискача на товщину листа та утворення гофр при витягуванні виробу із AL 1050. Результати розрахунків підтверджено експериментальними даними.

Авторами [19] процес витягування з урахуванням анізотропії композиту в прямому і зворотному напрямках розраховано за допомогою скінченно-елементного програмного забезпечення Dynaform. За результатами моделювання спроектовано штамп та проведено фізичні експерименти.

Шляхом моделювання в середовищі DEFORM 3D в роботі [20] розглянуто причини виникнення дефектів у вигляді фестонів при витягуванні. Визначено, що на утворення фестонів значний вплив має форма вихідної заготовки разом з анізотропією, зусиллям притискача і тертя на пуансоні і матриці.

Авторами [21] з використанням MCE і програми DEFORM 2D досліджено новий спосіб пластичного формоутворення порожнистих конусних виробів шляхом прямого-зворотного видавлювання. Новий спосіб забезпечує створення активних сил тертя при течії металу в обох напрямках, що забезпечує деформування при зменшених силових режимах.

В джерелі [22] проведено моделювання в програмі DEFORM 2D трьох варіантів витягування з притискачем порожнистих виробів із листових заготовок. Розглянуто традиційне витягування, витягування з використанням притискачу і матриці спеціального профілю та витягування з одночасною дією тягнучого зусилля за стінку zdeформованої заготовки, яке створюється пуансоном спеціального профілю. Показано моделюванням і підтверджено експериментами, що застосування деформуючого інструменту спеціального профілю приводить до зменшення зусилля витягування та збільшення ступеню деформації при формоутворенні за один перехід.

Постановка завдань. Метою роботи є скорочення кількості переходів холоднолистового штампування та підвищення якості деталей при виготовленні порожнистих конусних виробів з міді.

Завданнями дослідження передбачено проведення скінченно-елементного моделювання в середовищі DEFORM 2D переходів витягування і обтиску із визначенням зусиль деформування, напруженого і деформованого станів, вичерпаного ресурсу пластичності деформованого металу та встановлення форми і розмірів напівфабрикату і готового виробу.

Схеми з позначеннями для витягування напівфабрикату в конусній матриці спеціального профілю та подальшого обтиску цього напівфабрикату приведено на рис. 2. Тут ліворуч від вісі симетрії зображено положення на початку формоутворення, а праворуч – на кінцевій стадії. На рис. 2а наведено схему витягування листову заготовку 1 встановлено між матрицею 2 і притискачем 3. Деформування зусиллям P_d здійснюється пуансоном 4, який переміщується зі швидкістю V_0 . В результаті витягування отримується напівфабрикат 5 з конусною і циліндричною частинами. Для

вилучення напівфабрикату 5 в нижній плиті 6 передбачено виштовхувач 7. Форму деформуючої поверхні конусної матриці 2, що має виступи і впадини, утворено перетином торів з діаметром перерізу d_1 , які розташовано з кроком t (рис. 2б). Деформована заготовка при витягуванні контактує тільки з виступами цієї поверхні. Це приводить до зниження зусилля деформування завдяки зменшенню впливу сил тертя. Схему другого переходу обтиску зображено на рис. 2в.

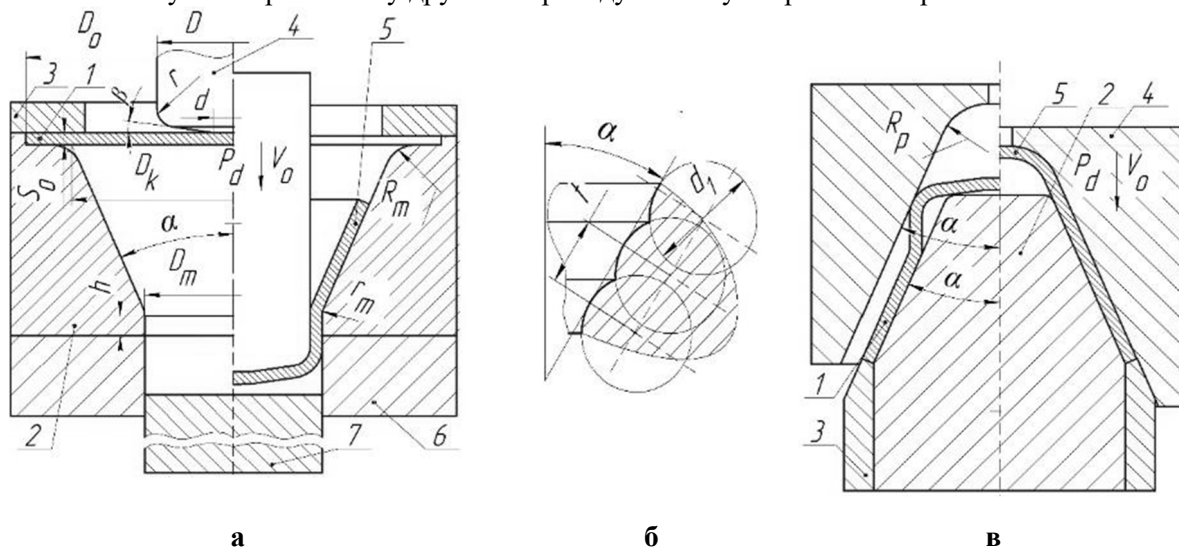


Рис. 2. Формоутворення конусного виробу з використанням витягування в конусній матриці та подальшого обтиску: а – схема витягування в конусній матриці, б – профіль деформуючої поверхні матриці, в – схема обтиску напівфабрикату з отриманням конусного виробу

Напівфабрикат після витягування 1 розміщено на пуансоні 2 і опорі 3. При опусканні матриці 4 здійснюється обтиск циліндричної частини та отримується виріб 5.

Розміри заготовки і інструменту при витягуванні та обтиску: $D_0=100$ мм; $S_0=1,8$ мм; $D_k=90$ мм; $D_m=43$ мм; $R_m=6$ мм; $r_m=20$ мм; $h=9$ мм; $\alpha=25,5^\circ$; $d_1=6$ мм; $t=3$ мм; $D=40$ мм; $r=12$ мм; $d=8$ мм, $\beta=2^\circ$; $R_p=6$ мм.

При моделюванні обтиску враховано деформації, які отримано на переході витягування. Застосовано пружно пластичну модель металу, що дозволило виявити розміри напівфабрикату і виробу з урахуванням пружної деформації. В обох випадках формоутворення швидкість деформування складала $V_0=2$ мм/сек, а вплив тертя визначено по Кулону з коефіцієнтом тертя $\mu=0,1$.

Викладення основного матеріалу. На рис. 3 зображено в розрізі положення заготовки і деформуючого інструменту при моделюванні витягування напівфабрикату. Положення на початку витягування показано на рис. 3а. Заготовку 1 встановлено між матрицею 2 і притискачем 3. Зусилля прикладається за допомогою пуансону 4. Для виштовхування напівфабрикату передбачено виштовхувач 5. На рис. 3б наведено положення в кінці витягування після опускання пуансону 4 з отриманням напівфабрикату 6.

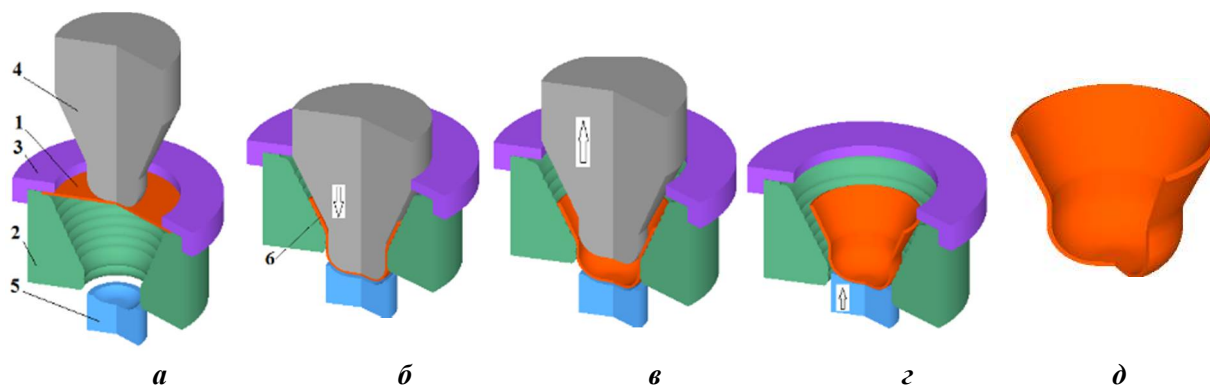


Рис. 3. Положення в розрізі заготовки і інструменту при моделюванні витягування та вигляд напівфабрикату: а – на початку витягування, б – в кінці витягування, в – після виймання пуансону із напівфабрикату, г – після виштовхування напівфабрикату із матриці, д – вигляд напівфабрикату

При зворотному русі пуансону напівфабрикат 6 залишається в матриці 2(рис. 3в) і виштовхується при переміщенні вгору виштовхувача 5. Положення після виштовхування напівфабрикату 6 із матриці 2 зображено на рис. 3г, а вигляд напівфабрикату 6 – на рис. 3д. Напівфабрикат має конусну частину з кутом по ескізу виробу і циліндричну частину, яка підлягає подальшому обтиску.

Графіки зусиль, що виникають при отриманні напівфабрикату показано на рис. 4. На рис. 4а зображено графік залежності зусилля витягування від переміщення пуансону. Зусилля постійно зростає та досягає максимального значення 61,4 кН в кінці витягування. Використання пружно-пластичної моделі металу дозволило визначити зусилля вилучення пуансону із деформованої заготовки та зусилля виштовхування напівфабрикату із матриці. Залежність зусилля вилучення від зворотного переміщення пуансону наведено на рис. 4б. Найбільшу величину зусилля 2,1 кН отримано на проміжній стадії вилучення. Також на проміжній стадії досягає максимального значення 0,25 кН зусилля виштовхування напівфабрикату із матриці (рис. 4в).

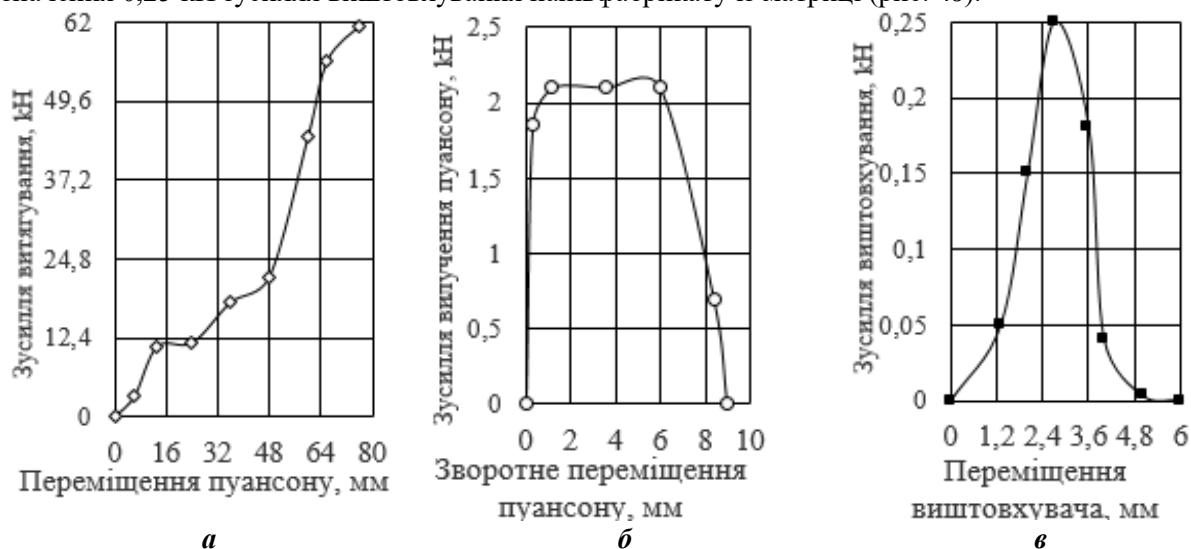


Рис. 4. Графіки зусиль при отриманні напівфабрикату: а – залежність зусилля витягування від переміщення пуансону, б – залежність зусилля вилучення пуансону від його зворотного переміщення, в - залежність зусилля виштовхування від переміщення виштовхувача

Розподіли у половині напівфабрикату радіальних σ_r , осьових σ_z , тангенціальних σ_θ та інтенсивності σ_i напружень представлено на рис. 5.

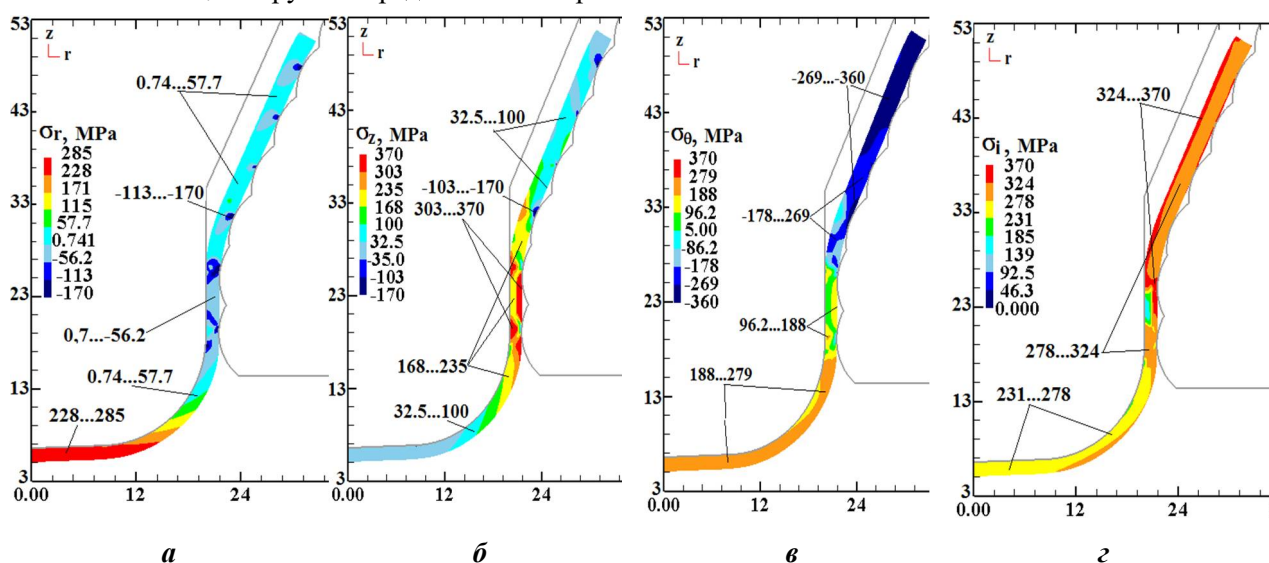


Рис. 5. Розподіли у половині напівфабрикату радіальних σ_r , осьових σ_z , тангенціальних σ_θ та інтенсивності σ_i напружень: а – розподіл σ_r , б – розподіл σ_z , в - розподіл σ_θ , з – розподіл σ_i

Тут і на подальших рисунках тонкими лініями зображено контури деформуючого інструменту, а розміри по всіх координат z і r показано в міліметрах. У донній частині напівфабрикату виникають розтягувальні радіальні напруження у межах $\sigma_r=228\div 280$ МПа (рис. 5а). В місцях контакту конусної частини з виступами матриці отримано стискаючі напруження $\sigma_r=-113\div -170$ МПа, по яких можна оцінити питомі зусилля для проектування штампового оснащення. Найбільші значення розтягувальних осьових напружень у межах $\sigma_z=303\div 370$ МПа виникають у циліндричній частині напівфабрикату (рис. 5б). У конусній частині ці напруження зменшуються до значень $\sigma_z=32,5\div 100$ МПа. У циліндричній і донній частині напівфабрикату отримано розтягувальні тангенціальні напруження σ_θ , які у донній частині досягають найбільших величин у межах $\sigma_\theta=188\div 279$ МПа (рис. 5в). У більшій частині об'єму конусної частини напівфабрикату ці напруження отримано стискаючими зі значеннями $\sigma_\theta=-269\div -360$ МПа. Інтенсивність напружень досягає величин $\sigma_i=324\div 370$ МПа у конусній і циліндричній частинах та $\sigma_i=231\div 278$ МПа у донній частині (рис. 5г). По вказаних значеннях σ_i в першому наближенні можна прогнозувати напруження текучості zdeформованого металу, яке в конусній і циліндричній частинах буде $\sigma_s=345$ МПа, а в донній частині - $\sigma_s=250$ МПа.

На рис. 6 показано розподіли у половині напівфабрикату радіальних ε_r , осьових ε_z , тангенціальних ε_θ , інтенсивності ε_i деформацій, вичерпаного ресурсу пластичності ψ та форма і розміри напівфабрикату, які отримано після виштовхування його із матриці.

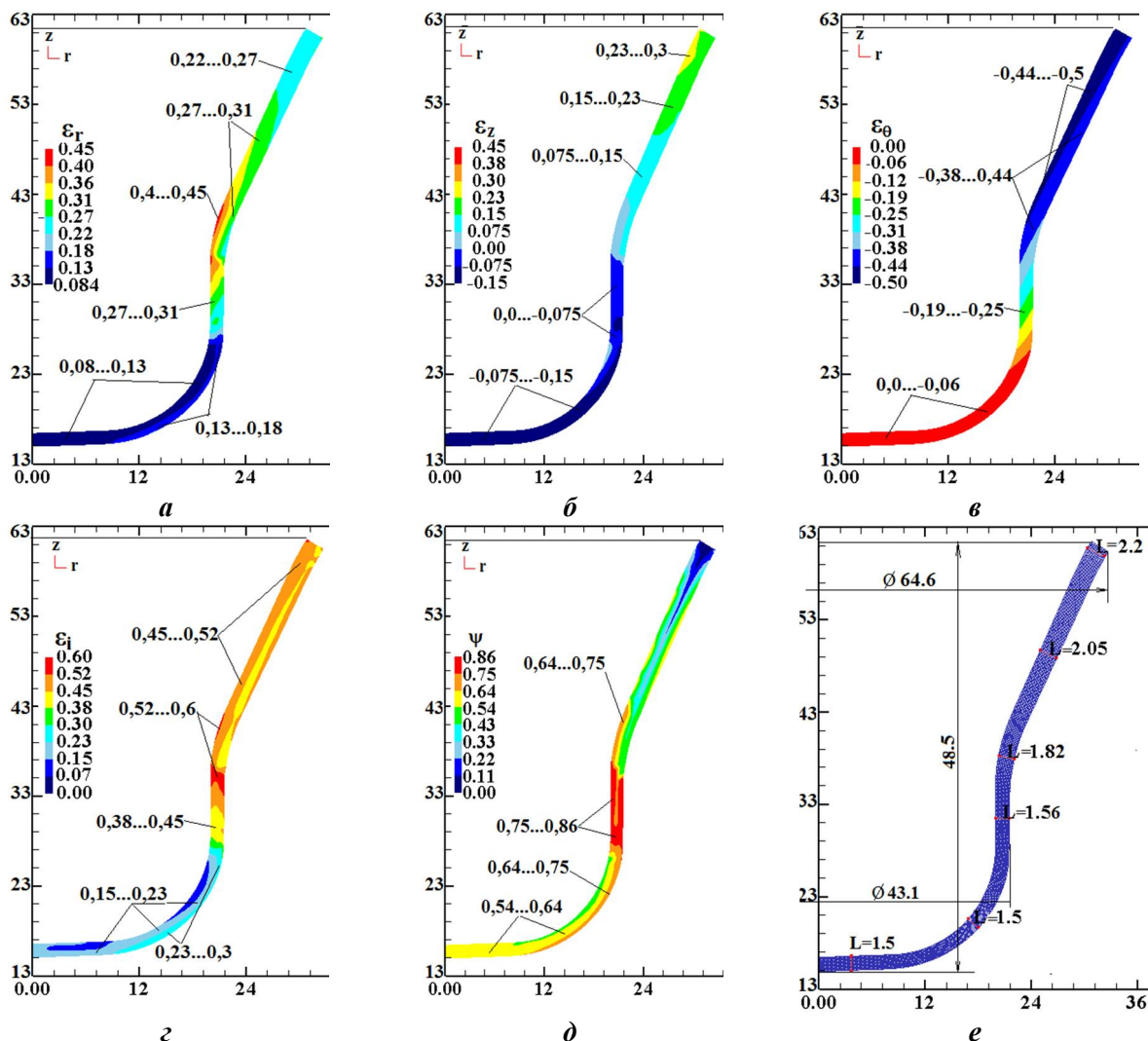


Рис. 6. Розподіли у половині напівфабрикату радіальних ε_r , осьових ε_z , тангенціальних ε_θ , інтенсивності ε_i деформацій, вичерпаного ресурсу пластичності ψ та розміри напівфабрикату: а – розподіл ε_r , б – розподіл ε_z , в – розподіл ε_θ , г – розподіл ε_i , д – розподіл ψ , е – розміри напівфабрикату

По всьому об'єму напівфабрикату виникають розтягувальні радіальні деформації з досягненням максимальних величин у межах $\varepsilon_r=0,4\div 0,45$ в місці переходу конусної частини в циліндричну з подальшим зменшенням до значень $\varepsilon_r=0,22\div 0,27$ в зоні торцю конусної частини (рис. 6а). По середині висоти циліндричної частини отримано $\varepsilon_r=0,22\div 0,27$, а на радіусі заокруглення цієї частини в донну - $\varepsilon_r=0,13\div 0,18$. Найбільші розтягувальні осьові деформації $\varepsilon_z=0,23\div 0,3$ виникають в зоні торцю конусної частини напівфабрикату з подальшим зменшенням до місця переходу конусної частини в циліндричну (рис. 6б). Практично по всьому об'ємі напівфабрикату отримано стискаючі тангенціальні деформації ε_θ . Ці деформації починають зростати по абсолютній величині від циліндричної частини ($\varepsilon_\theta=-0,19\div -0,25$) до конічної частини ($\varepsilon_\theta=-0,44\div -0,5$). Пропрацювання структури металу холодною пластичною деформацією при витягуванні можна оцінити по розподілу інтенсивності деформацій ε_i у напівфабрикаті (рис. 6з). У конусній частині отримано $\varepsilon_i=0,45\div 0,52$. Циліндрична частина має зону з максимальними значеннями $\varepsilon_i=0,52\div 0,6$ із подальшим зменшенням до $\varepsilon_i=0,38\div 0,45$ на початку радіусу заокруглення. Встановлені напруження і деформації дозволили виявити ступінь використання ресурсу пластичності ψ у zdeформованому металі напівфабрикату. Найбільші величини вичерпаного ресурсу у межах $\psi=0,75\div 0,86$ отримано в зоні циліндричної частини (рис. 6д). При $\psi = 1$ починається руйнування металу.

Розміри в міліметрах напівфабрикату зображено на рис. 6е. На торці напівфабрикату діаметром 64,6 мм товщина стінки складає $L=2,2$ мм, посередині цієї частини отримано $L=2,05$ мм, а в місці переходу конусної частини в циліндричну – $L=1,82$ мм. Стінка циліндричної частини має товщину $L=1,56$ мм. У донній частині стінка потоншується з товщини $S_0=1,8$ мм до $L=1,5$ мм.

На рис. 7 зображено положення напівфабрикату, виробу і деформуючого інструменту при моделюванні обтиску. Положення на початку обтиску приведено на рис. 7а. Напівфабрикат 1 встановлено на пуансоні 2 і торцем спирається на опору 3. Деформування здійснюється матрицею 4, при опусканні якої отримується виріб 5 (рис. 7б). При зворотному переміщенні матриці 4 виріб залишається на пуансоні 2 (рис. 7в). На рис. 7г показано вигляд виробу з розрізом.

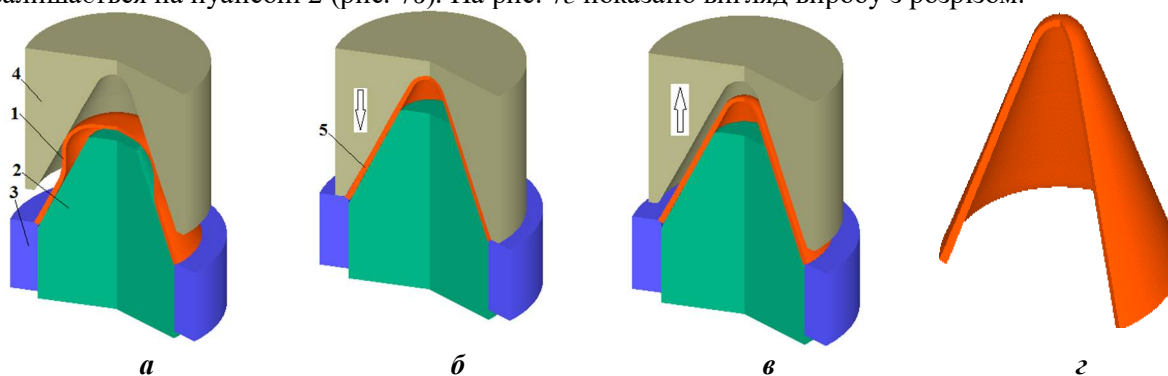


Рис. 7. Положення в розрізі заготовки і інструменту при моделюванні обтиску та вигляд виробу з розрізом: а – на початку обтиску, б – в кінці обтиску, в – після виймання матриці із виробу, г – вигляд виробу з розрізом

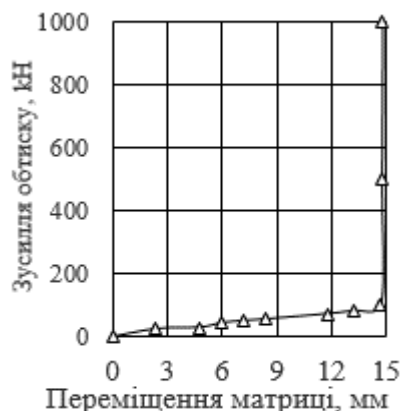


Рис. 8. Залежність зусилля обтиску від переміщення матриці

напружень змінюється від $\sigma_i=250\div 300$ МПа до $\sigma_i=350\div 400$ МПа (рис. 9з).

Графік залежності зусилля обтиску від переміщення матриці показано на рис. 8. Безпосередньо для обтиску достатньо зусилля 100 кН, а потім відбувається вирівнювання (калібрування) конусної частини по всій довжині виробу і завершується при зусиллі 1000 кН.

Розподіли компонент напружень у половині виробу в кінці обтиску показано на рис. 9. Інтерес представляють напруження, які виникають в місці перетворення циліндричної частини в конічну. У вказаному місці виникають стискаючі радіальні напруження і змінюються у межах $\sigma_r=-260\div -380$ МПа в області вершини конусу до значень $\sigma_r=-10\div -130$ МПа у прилеглий зоні (рис. 9а). Для осьових напружень отримано $\sigma_z=-37\div -170$ МПа у вершині конусу і $\sigma_z=-310\div -450$ МПа у прилеглий зоні. В наведених місцях тангенціальні напруження досягають значень у межах $\sigma_\theta=-290\div -410$ МПа (рис. 9в), а інтенсивність

На рис. 10 зображено розподіли у половині виробу радіальних ε_r , осьових ε_z , тангенціальних ε_θ , інтенсивності ε_i деформацій, вичерпаного ресурсу пластичності ψ та форму і розміри виробу

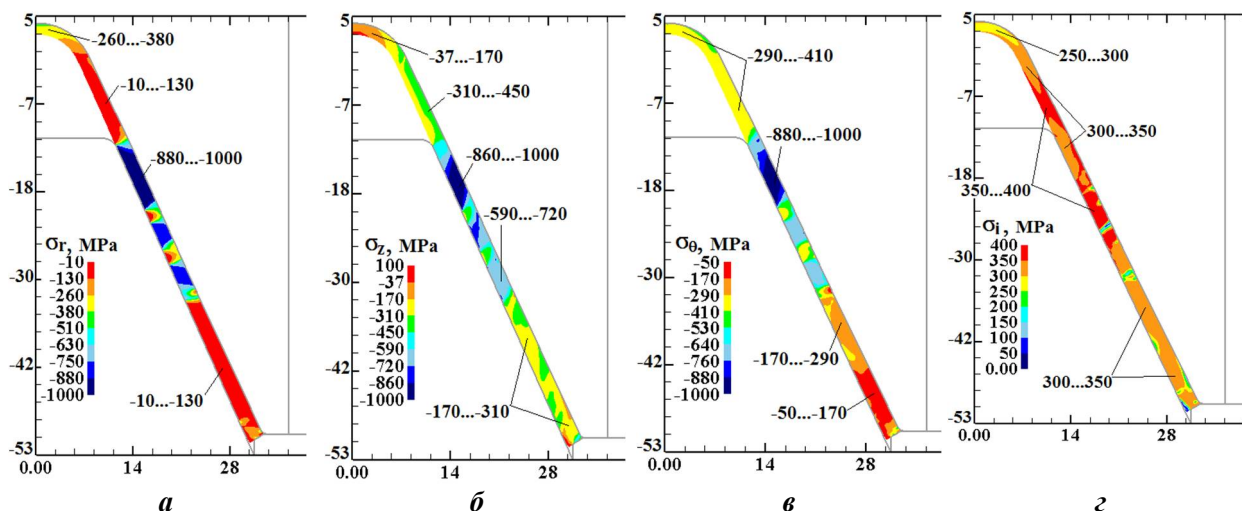


Рис. 9. Розподіли у половині виробу радіальних σ_r , осьових σ_z , тангенціальних σ_θ та інтенсивності σ_i напружень: а – розподіл σ_r , б – розподіл σ_z , в – розподіл σ_θ , з – розподіл σ_i

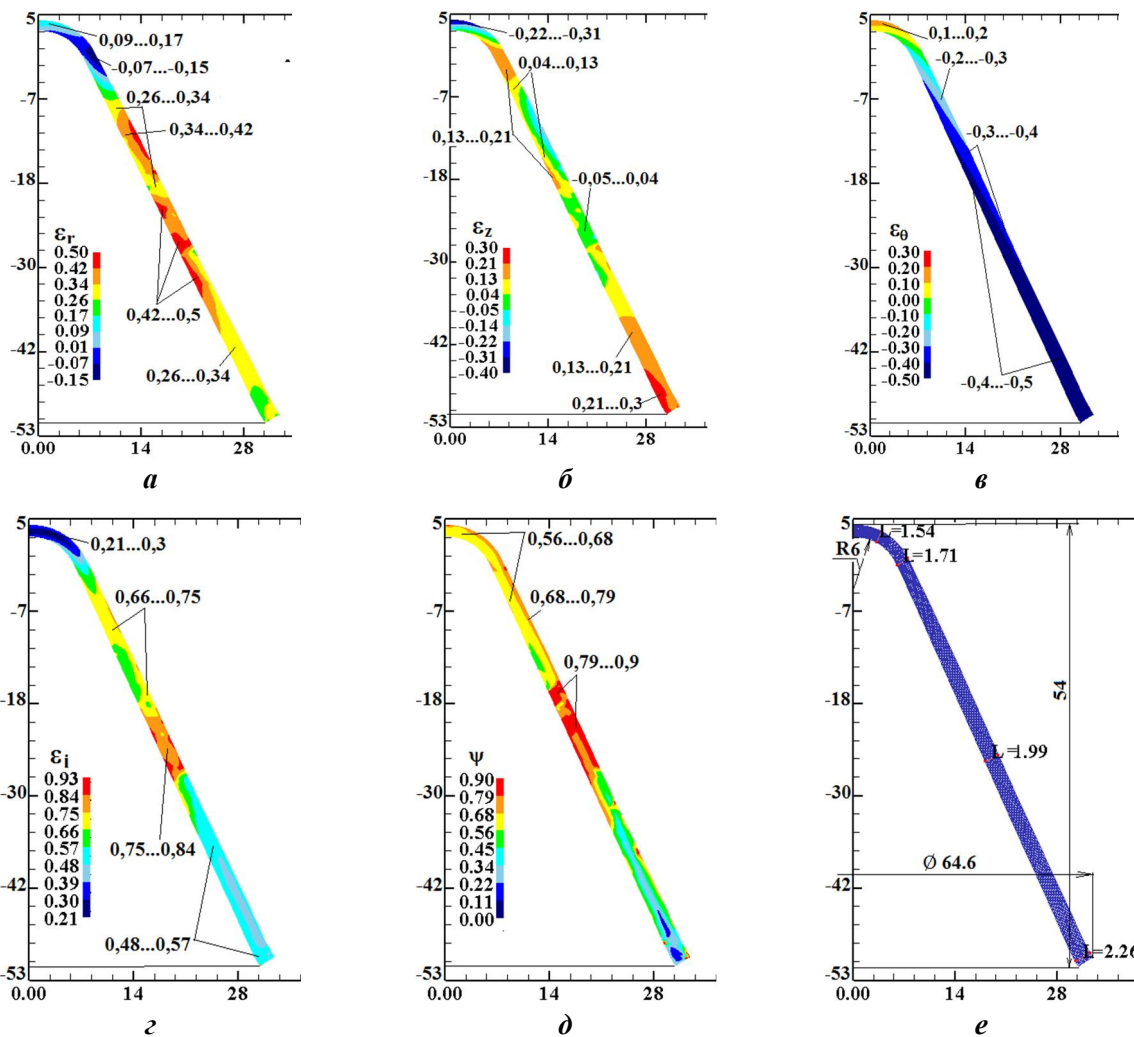


Рис. 10. Розподіли у половині напівфабрикату радіальних ε_r , осьових ε_z , тангенціальних ε_θ , інтенсивності ε_i деформацій, вичерпаного ресурсу пластичності ψ та форма і розміри половини виробу: а – розподіл ε_r , б – розподіл ε_z , в – розподіл ε_θ , з – розподіл ε_i , д – розподіл ψ , е – форма і розміри виробу

після обтиску. По всьому об'єму обтиснутої частини виникають розтягувальні радіальні деформації з досягненням максимальних величин у межах $\varepsilon_r=0,34\div 0,42$ (рис. 10а). В області вершини конусу отриманостискаючі осьові деформації зі значеннями $\varepsilon_z=-0,22\div -0,31$ (рис. 10б), а тангенціальні деформації стають розтягувальними з досягненням величин $\varepsilon_\theta=0,1\div 0,2$. Нижче по висоті обтиснутої частини відбувається зростання по абсолютній величині стискаючих деформацій ε_θ . Пропрацювання структури металу холодною пластичною деформацією після обтиску також оцінено по розподілу інтенсивності деформацій ε_i у виробі (рис. 10г). У обтиснутій частині отримано найбільші значення у межах $\varepsilon_i=0,66\div 0,75$. Зростання інтенсивності деформацій привело до збільшення вичерпаного ресурсу пластичності ψ у zdeформованому металівиробу, розподіл якого з найбільшими значеннями $\psi=0,79\div 0,9$ приведено на рис. 10д.

При формоутворенні обтиском відбувається потовщення стінки обтиснутої частини виробу, форму і розміри якого в міліметрах зображено на рис. 10 е. На вершині конусу отримано товщину стінки $L=1,54$ мм з подальшим зростанням до $L=1,71$ у обтиснутій частині.

Для підвищення точності розмірів виробу, що отриманий за два переходи (витягування і обтиску), по товщині стінки і знизити витрати металу можна використати три підходи. Перший підхід полягає в отриманні витягуванням напівфабрикату із конусною частиною з меншим кутом (див рис. 2а), а на другому переході одночасно із обтиском здійснити роздачу цієї частини за допомогою конусного пуансону з кутом конусу згідно ескізу виробу (див. рис. 1). При роздачі відбувається потоншення стінки і завдяки цьому зменшиться товщина конусної частини. Сутність другого підходу полягає у використанні третьої операції ротаційного видавлювання, яке забезпечить постійну товщину стінки по довжині конусної частини виробу і приведе до зменшення діаметру вихідної листової заготовки. Третій підхід передбачує використання профільованої вихідної листової заготовки, що має збільшену товщину в центральній частині та зменшену змінну товщину периферійної частини (для врахування потоншення донної частини та потовщення конусної частини напівфабрикату при витягуванні). Також у цьому випадку товщина центральної частини заготовки повинна бути вибрана з урахуванням потовщення стінки на другому переході обтиску. Профілювання заготовки можна здійснити штампуванням обкочуванням або ротаційним видавлюванням.

Висновки. 1. За допомогою МСЕ створені пружно-пластичні моделі та проведено розрахунковий аналіз двохперехідного штампування високих конусних виробів із міді за допомогою витягування і обтиску взамін існуючої технології витягування за чотири переходи; 2. При витягуванні напівфабрикату встановлено залежності зусильдеформування, виймання пуансону та виштовхування напівфабрикату із матриці від переміщення деформуючого інструменту. Визначено напруження, деформації, вичерпаний ресурс пластичності у zdeформованому металі та форму і розміри напівфабрикату після витягування; 3. З урахуванням деформацій і вичерпаного ресурсу пластичності після першого переходу витягування проведено моделювання обтиску. Виявлено зусилля обтиску, напруження, підсумковий zdeформований стан і вичерпаний ресурс пластичності, встановлено форму і розміри готового виробу; 4. Подальші дослідження в цьому напрямку необхідно проводити по визначенню форми і розмірів вихідної профільованої листової для зменшення або усунення різнотовщинності по довжині конусної частини виробів та зниження витрат металу.

Список використаних джерел.

1. Dixit P.M., Dixit U.S. Modeling of Metal Forming and Machining Processes by Finite Element and Soft Computing Methods. London: Springer. 2008. 590 p.
2. Altan T., Tekkaya E. Sheet Metal Forming: Processes and Applications. ASM International. 2012. 450 p.
3. Калюжний О.В., Калюжний В.Л. Інтенсифікація формоутворюючих процесів холодного листового штампування К: ТОВ «Сік Груп Україна», 2015. 292 с.
4. Venkateswarlu G., Davidson M. J. and Tagore G. R. N. Influence of process parameters on the cup drawing of aluminium 7075 sheet. International Journal of Engineering, Science and Technology Vol. 2, No. 11, 2010. Pp. 41-49. <https://doi.org/10.4314/ijest.v2i11.64553>.
5. Xiaojing Liu, Weiyang Liu, Cong Wang, Qingjuan Zhao Numerical simulation of aluminum alloy conical cup forming by Hydro-mechanical deep drawing College of Materials Science and Engineering Harbin University of Science and Technology Harbin, China, Conference: 2011 6 th International Forum on Strategic Technology (IFOST) <https://doi.org/10.1109/IFOST.2011.6020998>.

6. Kapustova M., Sobota R. Slovak University of Technology in Bratislava, Faculty of Materials Science and Technology in Trnava / Institute of Production Technologies, J. Bottu 25, 91724 Trnava, Slovakia. MATEC Web of Conferences 95, 10008, IC-MME. 2017. <https://doi.org/10.1051/mateconf/20179510008>.

7. Ameen H.A., Abdulridha O.H. Effect of clearance and blank thickness on stress distribution in elliptical deep drawing without blank holder using ANSYS International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), ISSN: 2278-0181. Vol. 5. Issue 08. 2016. Pp. 360-367.

8. Zein H., El Sherbiny M., Abd-Rabou M., El shazly M. Thinning and spring back prediction of sheet metal in the deep drawing process. Materials & Design. Vol.53. 2014. Pp. 797-808. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2013.07.078>.

9. Choubey A. K., Sasikumar C. Effect of anisotropy, temperature, strain rate on deep drawing using conical die. Journal of Metallic Material Research ISSN: 2630-5135 (Online). Vol. 3, Iss. 1. 2020. <https://doi.org/10.30564/jmmr.v3i1.920>.

10. Dwivedi R., Choubey A. K., Purohit R., Rana R.S. Experimental and numerical analysis of aluminium alloy cylindrical cup using novel deep drawing technique. Advances in Materials and Processing Technologies. 2021. Pp. 1831-1844. <https://doi.org/10.1080/2374068X.2021.1878701>.

11. Vedpathak V.S., Tadamalle A.P., Burande D. H. Evaluation of Deep Drawing Force in Sheet Metal Forming International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT). Vol. 8. Issue 07. 2019. <http://www.ijert.org> ISSN: 2278-0181 IJERTV8IS070378.

12. Malekipour E., Majd N. Sh., Sharifi E., Hossein H. Observation on the behavior of ultrasonic micro-hammer and its effects on the deep drawing process: Numerical simulation and experimental study. Ultrasonics. Vol. 119. 2022. <https://doi.org/10.1016/j.ultras.2021.106566>.

13. Kumbhar S.V. Pressure Optimization and Failure Prediction for Deep Drawing Process of Sheet Metal Products: A Case Study. Journal Failure Analysis and Preven. Vol.18. 2018. Pp. 948-956. <https://doi.org/10.1007/s11668-018-0485-6>.

14. Wang, J., Goel, A., Yang, F. *et al.* Blank optimization for sheet metal forming using multi-step finite element simulations. International Journal of Advanced Manufacturing Technology. V. 40. 2009. Pp. 709-720. <https://doi.org/10.1007/s00170-008-1383-y>.

15. Shewakh W. M., Hassan M A., Hassab-Allah I. M. Square-Cup Deep Drawing of Relatively Thick Sheet Metals through a Conical Die without Blankholder. International Journal of Materials Forming and Machining Processes, N. 2(2). 2015. Pp. 31-46. <https://doi.org/10.4018/IJMFMP.2015070103>.

16. Kumbhar S.V. Case Studies in Failure Analysis Through Simulation of Deep Drawing Process of Sheet Metal Products: A Brief. Journal of Failure Analysis and Prevention. Vol. 21. 2021. Pp. 1575-1581. <https://doi.org/10.1007/s11668-021-01207-6>.

17. Luyen T., Tong V., Nguyen D. A simulation and experimental study on the deep drawing process of SPCC sheet using the graphical method. Alexandria Engineering Journal. V. 61. Issue 3. 2022. Pp. 2472-2483. <https://doi.org/10.1016/j.aej.2021.07.009>.

18. Demirci H. I., Mustafa Y., Demiray K., Karalı M. The theoretical and experimental investigation of blank holder forces plate effect in deep drawing process of AL 1050. Materials & Design. Vol. 29, Issue 2. 2008. Pp. 526-532. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2007.01.008>.

19. Fu P., Zhang Y., Bao Y. *et al.* Finite element simulation and experimental study of non-blank holder forward and backward composite deep drawing earing test. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology Vol. 129. 2023. Pp. 4301-4316. <https://doi.org/10.1007/s00170-023-12584-7>.

20. Kumar P., Elangovan S., Chealvan S. *et al.* Experimental and Simulation Study on Deep Drawing Process to Reduce Earing. In: Natarajan, E., Vinodh, S., Rajkumar, V. (eds) Materials, Design and Manufacturing for Sustainable Environment. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Singapore. 2023. https://doi.org/10.1007/978-981-19-3053-9_31.

21. Kaliuzhnyi V.L., Markov O.E., Aliieva L.I. *et al.* Investigation of hot combined extrusion of steel hollow conical parts. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences. 2024. <https://doi.org/10.1007/s40430-024-05032-4>.

22. Kaliuzhnyi O.V., Kaliuzhnyi V.L., Aliiev I.S. *et al.* Investigation of variants of deep drawing of steel hollow parts. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences. Vol. 47(1). 2025. Pp. 1-14. <https://doi.org/10.1007/s40430-024-05330-x>.

Рецензент: Луговський Олександр Федорович, д.т.н., професор Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Б.П. Валецький, Т.І. Четвержук, В.А Єрьомін, С.П. Шимчук

Луцький національний технічний університет

ІНЖИНІРИНГ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА У SOLIDWORKS

У роботі досліджуються аспекти інженерного аналізу планетарного редуктора із застосуванням засобів комп'ютерного моделювання *SOLIDWORKS*. Особливу увагу приділено аналізу кінематичних та динамічних характеристик за допомогою системи інженерного аналізу *SOLIDWORKS Motion*, яка дозволяє здійснювати чисельні експерименти. Вони спрямовані на перевірку працездатності механізмів і машин, визначення їх основних характеристик, а також на подальшу оптимізацію систем за різними критеріями.

Ключові слова: кінематика, динамічний аналіз, теорія механізмів та машин, комп'ютерне моделювання, редуктор.

B. Valetskyi, T. Chetverzhuk, V. Yereyin, S. Shymchuk

ENGINEERING ANALYSIS OF A PLANETARY GEARBOX IN SOLIDWORKS

This paper explores the engineering analysis of a planetary gearbox using SOLIDWORKS computer modeling tools. Special attention is given to the kinematic and dynamic analysis using the SOLIDWORKS Motion simulation system, which enables numerical experiments. These experiments are aimed at evaluating the performance of mechanisms and machines, determining their key characteristics, and optimizing systems based on various criteria.

Keywords: kinematics, dynamic analysis, theory of mechanisms and machines, computer modeling, gearbox.

Вступ. У країнах із розвинутою машинобудівною галуззю спостерігається активний розвиток інжинірингу на базі тривимірного моделювання (3D). Водночас наявні 3D моделі недостатньо враховують специфічні особливості функціонування вузлів і деталей спряжень. В умовах сучасного ринку, коли вітчизняне машинобудування прагне до конкурентоспроможності, гнучкості та високої ефективності, вирішення цієї проблеми стає актуальним завданням [1].

Інжиніринг базується на розробці, модифікації та контролі впровадження технологічних, організаційних і фінансово-економічних моделей технічних систем відповідно до визначених цілей. Фахівці інжинірингових компаній працюють з різними моделями на фізичних носіях, орієнтуючись на принципи теорії подібності та моделювання. Вони взаємодіють як з віртуальними, так і з реальними об'єктами: спершу створюють цифрову модель, потім супроводжують її перетворення в реальний об'єкт, а в процесі експлуатації коригують віртуальну модель відповідно до параметрів реального обладнання, будівель і споруд, що входять до технологічного циклу виробництва.

Інжиніринг представляє собою високоточну технологію, яка забезпечує відтворення реальних деталей у цифровому просторі. Завдяки цьому процесу можливо виконати оцифрування об'єкта та створити його електронну модель з детальним описом всіх характеристик і функцій [2]. Ця технологія також дозволяє здійснити повне прототипування деталі, а також відновити конструкторську, технологічну і експлуатаційну документацію.

Мета роботи:

1. Моделювання багатоланкового зубчастого механізму з рухомими осями, використовуючи бібліотеку дизайну, орієнтуючись на метричний стандарт ISO.

2. Провести розрахунок за допомогою формули Вілліса кількості зубців і діляльного кола для сонячної, вінцевої та планетної шестерні.

3. Провести моделювання планетарної передачі з урахуванням різних варіантів її реалізації в *SOLIDWORKS Motion*.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Планетарна передача, також відома як епіциклічна, складається з сонячної шестерні, вінцевої (коронної) шестерні та чотирьох планетарних шестерень. Сонячна і коронна шестерні постійно обертаються навколо власних осей, а планетарні шестерні здійснюють обертання як навколо своєї осі, так і навколо сонячної шестерні, коли водило перебуває у фіксованому стані. Якщо зафіксувати сонячну або вінцеву шестерню, планетарні шестерні обертатимуться не лише навколо власної осі, а й навколо сонячної шестерні. Вони рухаються як уздовж зовнішньої сторони сонячної шестерні, так і по внутрішній стороні коронної [3].



Рис. 1. Алгоритм проектування

Сонячна та планетарні шестерні мають зовнішнє циліндричне зачеплення, а вінцева – внутрішнє. Планетарна система дозволяє реалізувати три різні швидкості передавання руху: одну зворотну та дві прямі.

Застосування планетарної передачі [4]:

- 1) використовується у задніх механізмах токарних верстатів, підйомниках, блоках блоків, наручних годинників тощо;
- 2) широко застосовується в автоматичних коробках передач автомобілів;
- 3) використовується в велосипедах для регулювання потужності обертання педалей, як автоматично, так і вручну;
- 4) знаходить застосування у системах передачі потужності між двигуном внутрішнього згоряння та електродвигуном.

Табл. 1

Вхідні параметри передач

Параметри шестерень	Модуль (м) у мм	Ділильна окружність у мм	Кількість зубів
Вінцева	2.5	115	46
Сонячна	2.5	35	14
Планетна	2.5	40	16

За допомогою додатку SolidWorks Toolbox в складальне креслення можна додавати готові стандартні вироби. Всі шестерні створюються з параметричної секції. Перейшовши до бібліотеки та панелі інструментів Toolbox, вибираємо відповідний стандарт. Використовуємо метричний стандарт ISO (International Organization for Standardization).

Анімація – це дослідження руху, яке моделює зміни положення й зовнішнього вигляду компонента в часі. Дослідження анімації можна створити для відображення рухів деталей у механізмі [5]. Крім цього, анімацію можна використовувати в презентаціях і маркетингових матеріалах.

Дослідження руху є графічним моделюванням руху моделей, збірок. У дослідження руху можна включити властивості видимості (такі як освітлення і перспектива камери). Дослідження руху не змінюють збірку або її властивості. Можна використовувати спряження SolidWorks для обмеження руху компонентів в збірці при моделюванні руху моделі. При виконанні дослідження руху можна використовувати MotionManager, інтерфейс на базі часової шкали, який включає наступні інструменти дослідження руху [6].

У нижній частині графічної області відобразиться MotionManager. Він містить у собі набір інструментів, який дозволяє визначати дослідження руху. Доступність інструментів залежить від створюваного типу дослідження. Для даної моделі як типу дослідження (ліва верхня частина MotionManager) установлене значення Анімація

На першому етапі моделювання встановлюються передаточні відношення між контактуючими ланками механізму (сателітами, водилом та вінцевою шестернею) через функціональний зв'язок «RotaryMotor». Після цього до вхідної ланки застосовується елемент «RotaryMotor» з інструментарію SOLIDWORKS Motion, виконується розрахунок кінематичних параметрів та перевіряється відсутність інтерференції між контактуючими тілами, що свідчить про коректність заданих передаточних відношень.

Другий етап моделювання передбачає використання функції «Solid Body Contact». В ході розрахунків формуються групи контактуючих елементів, додається елемент «RotaryMotor», і здійснюється аналіз кінематичних параметрів. Слід враховувати, що тривалість обчислень на даному етапі істотно перевищує попередню через збільшену кількість контактних пар та задані параметри точності в налаштуваннях проекту. Нестабільність кутової швидкості вихідної ланки обумовлена наявністю технологічних зазорів у зубчастих зачепленнях планетарного механізму, а також впливом пружних властивостей елементів при застосуванні функції «Solid Body Contact».

Такий підхід дозволяє комплексно оцінити вплив контактних взаємодій на динаміку механізму та забезпечити точність його кінематичних параметрів.

Результати дослідження: Аналіз руху проводимо для різних випадків (рис.3.):

- 1) Вхідна швидкість становить 200 об/хв., однакова для всіх випадків.
- 2) Матеріал однаковий для всіх елементів і передач.
- 3) Вибір зон контакту відбувається однаково для всіх випадків.

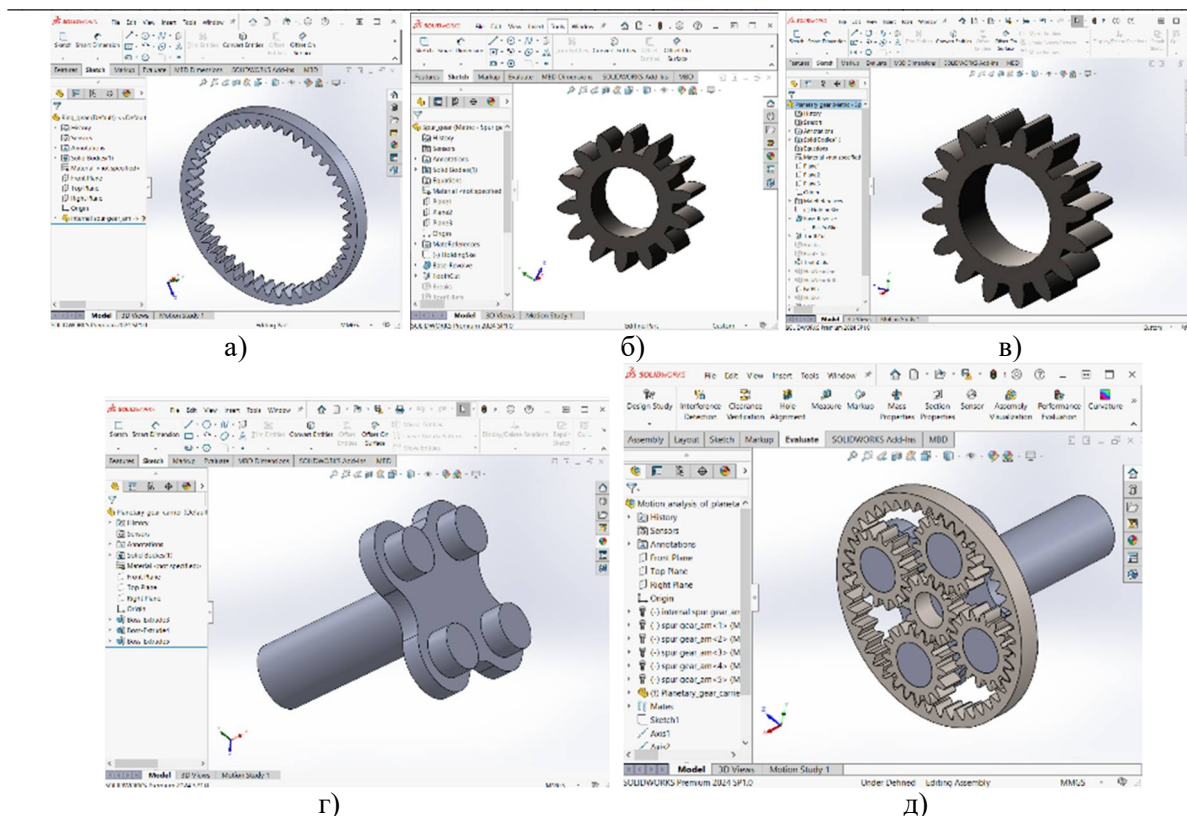


Рис.2. Загальний вигляд деталей планетарного редуктора: а) – вінцева (коронна) шестерня, б) – сонячна (центральна) шестерня, в) – планетарна шестерня, г) – водило, д) - збірка редуктора

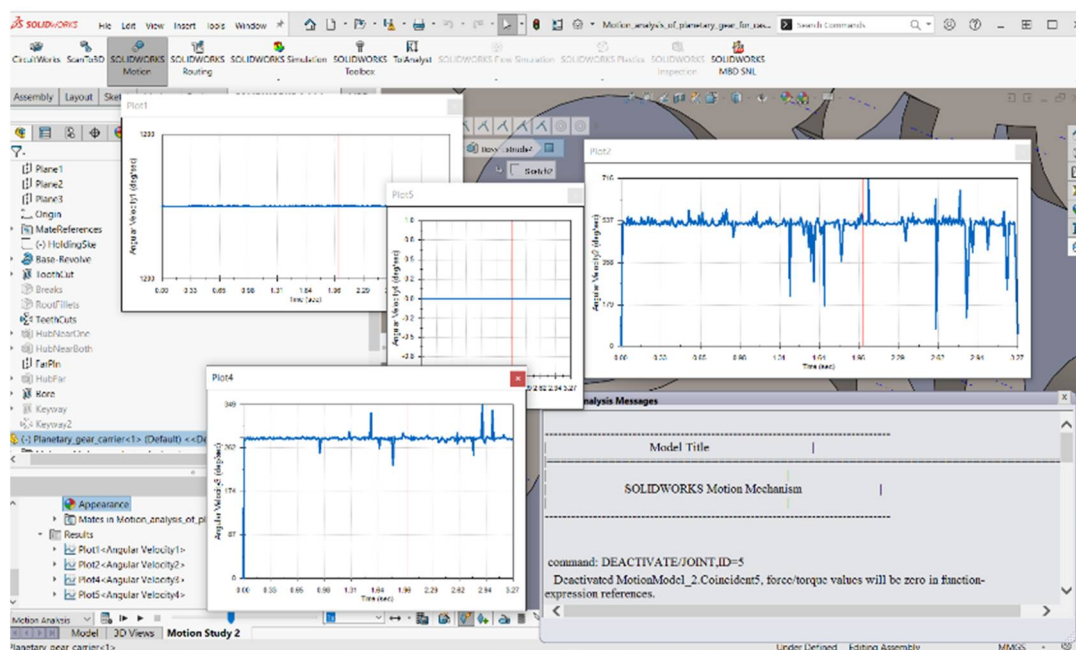


Рис. 3. Дослідження руху моделі збірки планетарного редуктора

Випадок 1. Вінцева шестерня нерухома, сонячна шестерня – вхідна, а водило – вихідне.

Вінцева шестерня повинна закріплена, а сонячна шестерня має вхідну швидкість 200 об/хв проти годинникової стрілки. Отже, планетарна передача буде обертатися навколо сонячної шестерні, на додаток до обертання навколо власної осі. Сонячна шестерня обертається проти годинникової стрілки, а планетарні – за годинниковою стрілкою. Водило обертається за годинниковою стрілкою (рис.4.).

Вінцева шестерня фіксується вручну, кутова швидкість вінця дорівнює нулю (рис.4, а).

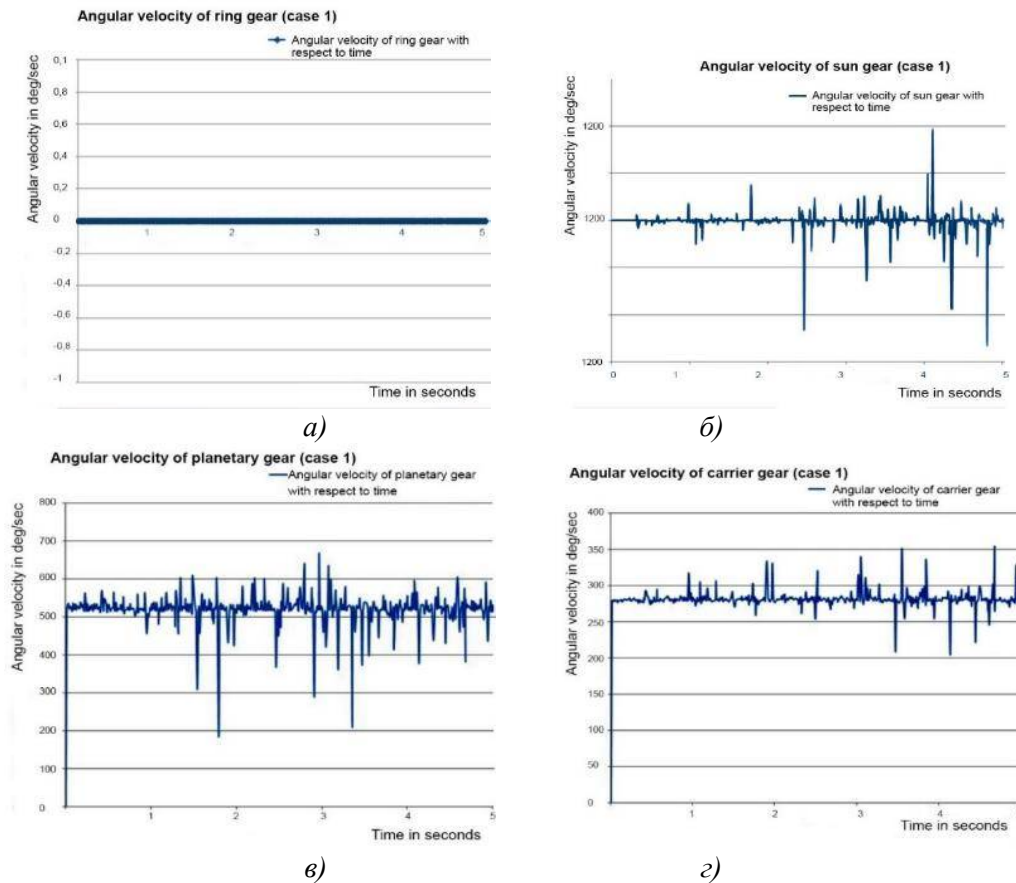


Рис. 4. Кутові швидкості: а) – вінця, б) – сонячної шестерні, в) – планетарної шестерні, г) – водила

Планетарна передача допомагає передавати потужність від сонячної шестерні до водила. Планетарна та сонячна шестерні з'єднані між собою, передавальне число між планетарною та сонячною шестернями становить 0,43. Це означає, що на 67 % швидкість зменшилася порівняно зі швидкістю сонячної передачі.

Випадок 2. Сонячна шестерня – фіксована, корона є входом, а водило є вихід (рис.5).

Закріплена сонячна шестерня, забезпечує вхідну швидкість корони 200 об/хв за годинниковою стрілкою. Вільне відповідне концентричне коло для чотирьох планетарних шестерень, воно обертається навколо власної осі з тим, що обертається навколо сонячної шестерні за годинниковою стрілкою. Носій також обертається за годинниковою стрілкою.

В даному випадку вінцеве колесо є вхідним, і його кутова швидкість становить 1200 град/сек. Воно передає потужність на планетарні шестерні, причому, планетарна шестерня є веденим колесом, а кільцева шестерня - ведучим. Передавальне відношення між короною та планетарною передачею в 1,90 рази перевищує вхідну швидкість, але крутний момент був пониженим.

Вхідна швидкість така ж, як і в попередньому випадку, але кутова швидкість менша, оскільки радіус від осі до зовнішнього діаметра більший, ніж у попередньому випадку 1.

Кутова швидкість планетарної передачі на 90% вища за кутову швидкість корони.

Для випадку 2 виводиться водило, кутова швидкість приблизно 1200 град/с. Відношення швидкостей між планетарною передачею та водилом становить 0,68 (рис.5., г).

Зафіксоване водило, момент подається на сонячну шестерню швидкість 200 об/хв за годинниковою стрілкою. Зафіксоване відповідне концентричне коло для чотирьох планетарних шестерень, воно обертається навколо власної осі проти годинникової стрілки. Кільцева шестерня обертається проти годинникової стрілки.

В цьому випадку водило нерухоме, решта шестерень знаходяться в плаваючому стані. Кутова швидкість відсутня (рис.6., а). Кутова швидкість корони є вихідною для цього випадку. Це передача заднього ходу, коли потрібен високий крутний момент при низькій швидкості. Таким чином, швидкість була зменшена в 0,70 рази від швидкості входу до швидкості виходу.

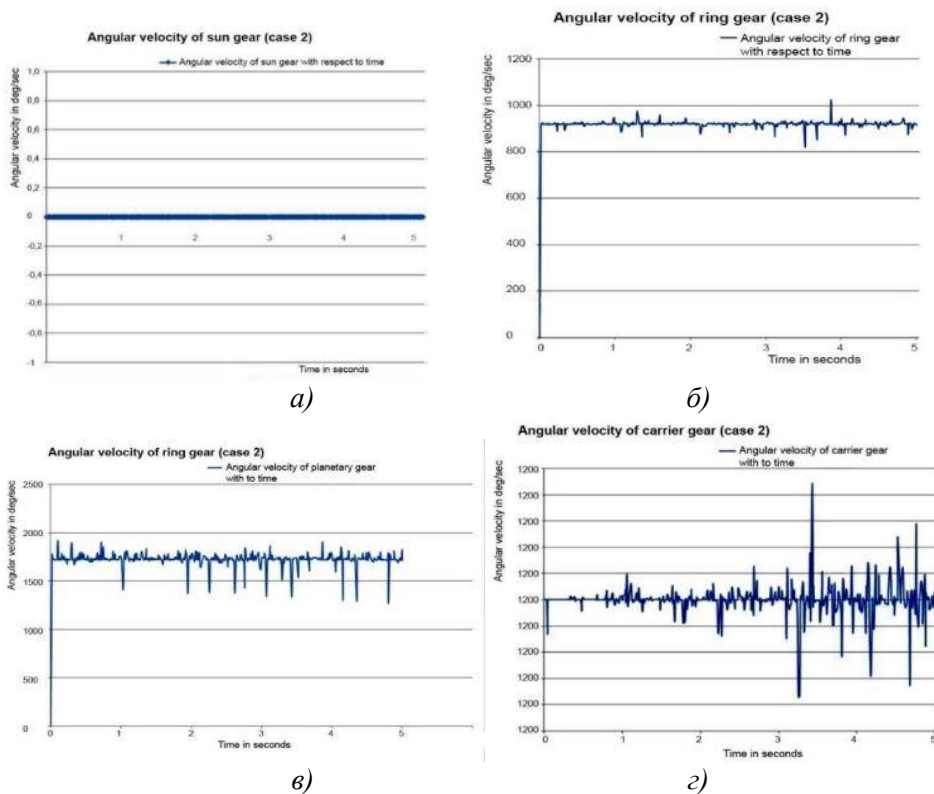


Рис.5. Діаграми кутових швидкостей: а) – зубчастого вінця, б) – планетарної передачі, в) – сателіта, г) – водила

Випадок 3. Водило фіксоване, сонячна шестерня вхідна, а вінцева шестерня вихідна.

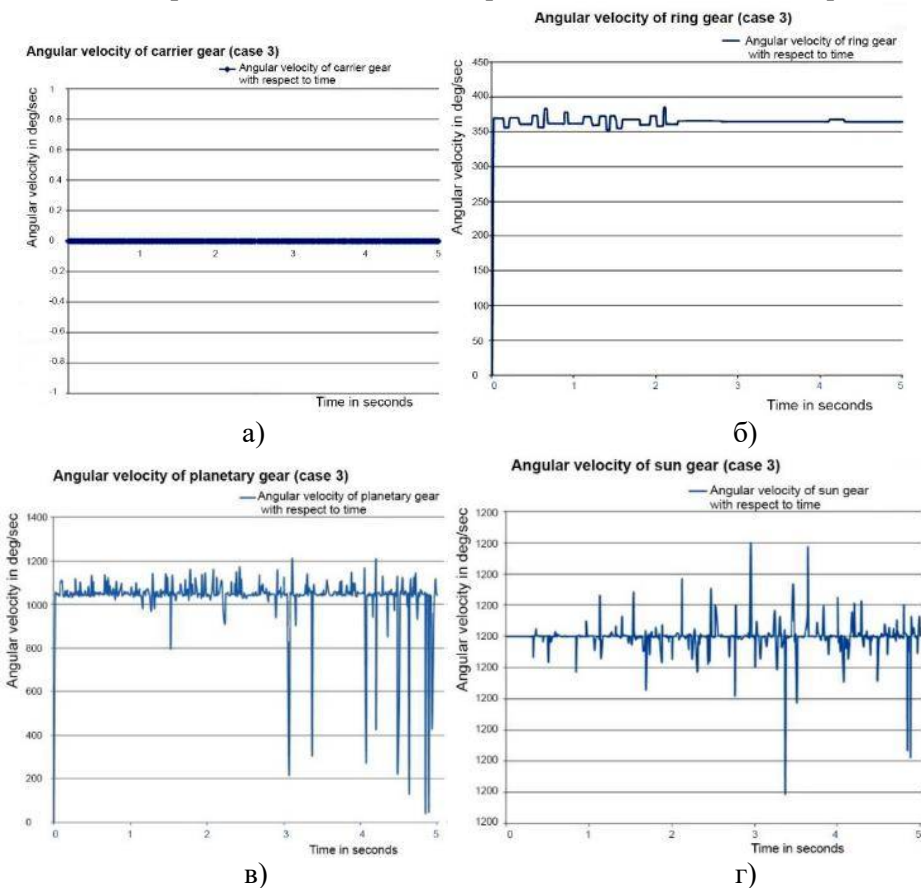


Рис.6. Діаграми кутових швидкостей: а) водило, б) – корона, в) - планетарної передачі, г) сонячної шестерні

Вхідна швидкість сонячної шестерні становить 1200 град/с, вона є постійною протягом періоду часу (рис.6.).

Висновки. Було проведено дослідження варіантів приводів планетарного редуктора за однакових параметрів (таблиця 2.).

Табл. 2

Результати досліджень варіантів планетарного редуктора

	Варіант 1	Варіант 2	Варіант 3
Напрямок руху	Вперед	Вперед	Назад
Тип передачі	Низькошвидкісна	Високошвидкісна	Низькошвидкісна
Передавальне відношення	0,23	0,23	0,30
Вихідна швидкість	в 0,77 рази менша за вхідну	в 0,77 рази менша за вхідну	в 0,70 рази менша за швидкість на вході

Моделювання для всіх випадків, було успішно виконано з додатковим розрахуванням передавального числа для швидкості на вході та швидкості на виході.

SolidWorks є однією з базових систем автоматизованого проектування, що дозволяє спроектувати вироби або компоненти будь-якої складності, а також є популярною програмою для створення 3D моделей.

Розглядаючи функціональні і предметні області інжинірингу, важливо розуміти особливості інженерної діяльності. Рішення системних проблем, що мають монетарний аспект, можна розділити на політичні, економічні та технічні завдання. Ці категорії взаємопов'язані і включають аспекти інших категорій. Наприклад, політичні завдання враховують економічні та технічні аспекти, а економіка і техніка діють в політичному контексті.

Список використаних джерел інформації:

1. Системи 3D моделювання: Навчальний посібник/ Пальчевський Б.О., Валецький, Б.П., Вараніцький Т.Л. / Луцьк., 2016. - 176с.
2. Ворошук В.Я., Вігенько. Т.М. Інжиніринг та 3D моделювання в середовищі Solidworks: навч. посібник. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2023. 164с. ISBN 978-617-7875-69-6
3. Теорія механізмів і машин [Текст] : підручник / Я. Т. Кіницький ; НАН України. - К. : Наукова думка, 2002. - 659 с. ISBN 966-00-0740-X
4. Теорія механізмів і машин у прикладах і задачах: навч. посіб. / В. М. Арндаренко, І. А. Дудніков ; за заг. ред. В. М. Арндаренка ; Полтав. держ. аграр. акад. - Суми : Університетська книга, 2020. - 173 с. : іл. - ISBN 978-966-680-958-5
5. Kurowski P.M. Engineering Analysis with Solidworks Simulation 2018. USA: SDC Publications, 2018. – 597 p.
6. Dassault Systèmes. SolidWorks web help [Електронний ресурс] / 10 Dassault Systèmes // Dassault Systèmes. – 2022. – Режим доступу до ресурсу: https://help.solidworks.com/2022/english/SolidWorks/SWHelp_List.html?id=1dc6a66356f34be18a445f5fe4c67de3#Pg0

Рецензент: Повстяной Олександр Юрійович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автоматизації та комп'ютерно-інтегрованих технологій Луцького національного технічного університету.

О.П. Герасимчук, О.Л. Ткачук, В.О. Волянський

Луцький національний технічний університет

ВПРОВАДЖЕННЯ КОМПЛЕКСНИХ МАШИННО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ СИСТЕМ ДЛЯ ЗАГОТІВЛІ ТА ПЕРЕРОБКИ ХВОЇ СОСНИ ЗВИЧАЙНОЇ

Проведено аналіз сучасного стану і проблем заготівлі та переробки хвойних відходів сосни звичайної. Встановлено, що традиційні методи поводження з хвойною лапкою (спалювання або залишення для перегнивання на лісосіці) є екологічно небезпечними та призводять до втрати цінних ресурсів. Визначено перспективні напрями використання хвої: отримання ефірних олій, екстрактів, паливних матеріалів і текстильних волокон. Для реалізації цих напрямів запропоновано комплексну машинно-технологічну систему, котра охоплює всі стадії – від механізованого збирання хвої у лісі до глибокої переробки. Запропонована технологія заготівлі із застосуванням сучасної техніки (звалювально-пакетувальної машини, форвардера, процесора) забезпечує мінімальні втрати хвої і високу якість сировини для подальшої переробки. Універсальна технологічна схема глибокої переробки хвої поєднує отримання ефірної олії, хвойного екстракту та текстильного волокна. Встановлено, що комбінування цих виробництв є найбільш ресурсоефективним: відходи одного процесу слугують сировиною для іншого, забезпечуючи безвідходність. Зокрема, тверді залишки після перегонки олії або варіння екстракту можуть успішно використовуватися для виділення текстильного волокна. Універсальність запропонованої моделі переробки хвої дозволяє адаптувати її під різні умови та потреби лісгосподарських підприємств України, сприяючи більш раціональному використанню лісових ресурсів та зменшенню негативного впливу на довкілля.

Ключові слова: хвоя, сосна звичайна, заготівля, пневмотермічний спосіб, ефірна олія, хвойний екстракт, текстильне волокно, м'яття, гідравлічне притискання.

O.P. Herasymchuk, O.L. Tkachuk, V.O. Volianskyi

IMPLEMENTATION OF INTEGRATED MACHINE-TECHNOLOGICAL SYSTEMS FOR HARVESTING AND PROCESSING SCOTS PINE NEEDLES

*The current state and problems of harvesting and processing Scots pine (*Pinus sylvestris* L.) needle waste have been analyzed. It was established that traditional methods of handling pine foliage (e.g., burning or leaving it to decompose on the logging site) are ecologically hazardous and result in the loss of valuable resources. Promising directions for using pine needles include essential oil extraction, production of aqueous extracts, fuel materials, and textile fibers. To implement these directions, an integrated machine-technological system is proposed, covering all stages from mechanized harvesting to deep processing. The proposed harvesting technology, which utilizes modern equipment (feller-bunchers, forwarders, processors), ensures minimal loss of needles and high-quality raw material. A universal processing line has been developed to obtain essential oils, aqueous extracts, and textile fibers. Combining these production lines ensures maximum resource efficiency, as the waste from one process serves as raw material for another. For example, solid residues after distillation or extraction can be successfully used to isolate cellulose fibers. The universality of the proposed model allows for its adaptation to different conditions and needs of forestry enterprises in Ukraine, promoting more rational use of forest resources and reducing environmental impact.*

Keywords: needles, Scots pine, harvesting, pneumo-thermal method, essential oil, pine extract, textile fiber, crushing, hydraulic pressure.

Problem Statement. Scots pine (*Pinus sylvestris* L.) is one of the most widespread coniferous species in Ukraine. During logging operations, a significant amount of by-products is generated, including tree tops, branches, and needles (commonly referred to as “pine foliage”) [1]. Currently, a considerable portion of this coniferous biomass is utilized inefficiently: branches with needles are often burned or left to decompose at logging sites, which not only lacks economic benefit but also poses risks of forest fires and environmental pollution [1–5]. Burning or prolonged storage of needles at felling areas leads to the loss of valuable compounds (such as vitamins, essential oils, and chlorophyll) and the release of carbon dioxide and toxic substances into the atmosphere [4, 5]. Therefore, the issue of incorporating coniferous biomass into industrial processing is highly relevant from both environmental and economic perspectives.

Scots pine needles contain biologically active compounds—essential oils, organic acids, phenolic substances, vitamins, and more [6–8]. This makes pine needles a valuable raw material for various industries. Traditionally, they are used for producing pine extract and essential oil, which are utilized in medicine and cosmetics [2]. Research has confirmed that extracts from Scots pine needles possess antioxidant and anticancer properties [7, 8]. Essential pine oil is used in pharmaceuticals and aromatherapy and exhibits antiseptic effects. Additionally, pine needles can serve as raw material for producing animal feed additives and organic fertilizers. In the Volyn region, a unique production facility has been established for manufacturing natural pine extract and essential oil at a forestry enterprise (the Manevychi canning facility)—a direction that remains unique in Ukraine [2].

Alongside biochemical applications, pine needles are being explored as a renewable biofuel. In particular, thermal processing (pyrolysis) enables the production of gaseous and liquid fuels as well as biochar [8, 9]. Coniferous biomass can also be a source of cellulose for the manufacture of paper and

nanocellulose [4]. Nanocellulose derived from mechanically and chemically treated pine cellulose is being considered for use in the production of biodegradable packaging materials and composites [8, 9].

One especially promising direction is the production of textile fibers from pine needles—referred to as "forest wool." Historically, pine needle fiber was used in Europe and the USA in the 19th century (a patented technology from 1890) [10], but these technologies never gained industrial traction. Today, the concept of textile fiber production from pine needles is being revived and has gained international recognition (the Forest Wool concept was awarded the Green Product Award) [11]. These natural fibers are environmentally friendly, biodegradable, and can serve as alternatives to cotton or synthetic fibers.

Despite the growing interest in products derived from coniferous raw materials, there is still a lack of efficient and universal technologies capable of industrial-scale processing of Scots pine needles. Existing production facilities (such as the one mentioned above for extract production) typically focus on a single type of product. A comprehensive approach to the harvesting and processing of pine needles that enables the production of multiple end products requires the introduction of new machinery and technologies. Particular attention should be paid to developing a universal model for pine needle harvesting and processing that can be implemented by forestry enterprises in Ukraine.

Analysis of Recent Research and Publications. Modern studies focus on maximizing the utilization of coniferous raw material components. Efforts are directed both at improving traditional uses (extraction of essential oils, cellulose, fuel) and at developing new products such as packaging materials made from pine biomass or textile fibers [1–11]. From a technological standpoint, the creation of equipment for collecting and initially processing pine needles directly at logging sites is particularly relevant [5,6]. Researchers have proposed the use of a pneumo-thermal method for separating needles, which combines branch drying and vacuum pneumo-transportation, as an energy-efficient alternative to existing methods [5,6]. It has been shown that the quality of needles obtained through this process is sufficient for subsequent fiber production [5]. To intensify fiber extraction from needles, various techniques are being explored—from alkaline chemical treatment to mechanical breakdown of needle structure [1, 3, 12]. Specifically, the use of a crushing (rolling) operation between corrugated rollers damages the tough cuticular layer of the needles, facilitating the removal of resins and lignin, and accelerating the process of obtaining cellulose fibers [3]. Thus, an integrated approach involving modern logging equipment, specialized needle separation units, and machinery for advanced processing represents a promising direction for both scientific research and practical implementation.

Task formulation. The objective of this study is to enhance the efficiency of using Scots pine needle biomass by developing an integrated machine-technological system for its harvesting and processing. The research tasks include: analyzing existing technologies for separating needles from branches; developing a scheme for mechanized harvesting of pine foliage with minimal losses; comparing various processing methods for pine needles (for essential oil, extract, fiber) and determining their technological features; designing a conceptual machine-technological scheme for obtaining textile fiber from needles.

Presentation of the Main Material. The implementation of integrated machine-technological systems for the harvesting and processing of coniferous raw materials allows for the rational utilization of the forestry sector's potential and the achievement of new levels of efficiency by minimizing raw material losses and obtaining additional high-value-added products. Traditional methods are often accompanied by significant manual labor costs, partial or complete underutilization of needles and branches, and inefficient transportation, which leads to poorer economic performance and loss of environmental benefits. The introduction of modern equipment (harvesters, processors, forwarders, extraction units) enables a balanced combination of tree felling, needle collection, and preliminary processing, ensuring high-quality raw material transport and the organization of its integrated processing into essential oils, biological extracts, textile fibers, biofuels, and more. This opens new opportunities for increased profitability, as waste is effectively transformed into valuable secondary resources.

A comparison between traditional and integrated harvesting of coniferous raw materials, showing the characteristic features of each approach and expected outcomes from the implementation of modern technologies, is presented in Table 1.

A complete technological line for processing Scots pine needles consists of several stages, starting from raw material collection in the forest and ending with the final products. For effective implementation of each stage, it is advisable to use specialized machines and units.

During the felling stage, it is recommended to use modern machines that ensure maximum preservation of needles on branches. The use of feller-bunchers during tree cutting allows for the careful felling and stacking of trees in bunches without hitting the ground, significantly reducing needle loss (Fig. 1,

a). Subsequent transportation of the logs is carried out by forwarders — forest transport machines that carry felled trees elevated above the ground on a platform (Fig. 1, b). Forwarders prevent dragging of tree crowns on the ground, avoiding up to 90% needle loss observed during skidding with tractors. At the intermediate depot, the timber is processed by a processor — it is cleaned of branches (forming piles of needle-rich material) and cut into assortments (Fig. 1, c). As a result of these operations, by-products — branches with needles — are concentrated in a form accessible for collection.

Table 1.

Comparison of Traditional and Integrated Harvesting of Coniferous Raw Materials

Parameter	Traditional Harvesting	Integrated Harvesting
Efficient use of needles	Low, most are left or burned	High, includes mechanisms for collection and preservation of needles
Mechanization level	Predominantly manual labor, minimal mechanization	Modern machines (harvesters, forwarders, processors) and automated lines
Cost and expenses	Higher due to raw material loss, inefficient logistics	Lower due to optimized processes and minimal losses
Environmental impact	Many residues, additional burden on the environment	Efficient use, reduced burning and negative impacts
Processing opportunities	Limited, no established technological lines	Expanded processing into oils, extracts, fiber, fuel, etc.



a



b



c

Fig. 1. Machines for mechanized harvesting of pine foliage: a – felling and bundling machine; b – forwarder; c – processor.

To obtain clean needles from the collected pine foliage, a mobile pneumo-thermal unit is proposed for use (Fig. 2) [1, 5, 6]. Alternative methods (mechanical shaking, pneumatic-mechanical separation, electrohydraulic shock, high-frequency treatment, cryogenic freezing) have proven to be either inefficient or excessively energy-intensive for subsequent fiber production [1, 5].

Instead, the pneumo-thermal method consists of short-term drying of branches in a hot air stream to weaken the bond between the needles and twigs. The needles are then vacuum-extracted and separated in

© О.П. Герасимчук, О.Л. Ткачук, В.О. Волянський

cyclones (Fig. 2) [1]. In the drying chamber, hot air partially dries the needles; next, a fan (vacuum pump) creates an airflow that detaches the needles and carries them to the cyclone system. In the first cyclone, the needles are separated from the air and collected in a bin, while the second cyclone traps fine bark fragments and debris. The result is clean, dry needles ready for processing, and separately – wood waste (bare branches, fine chips).

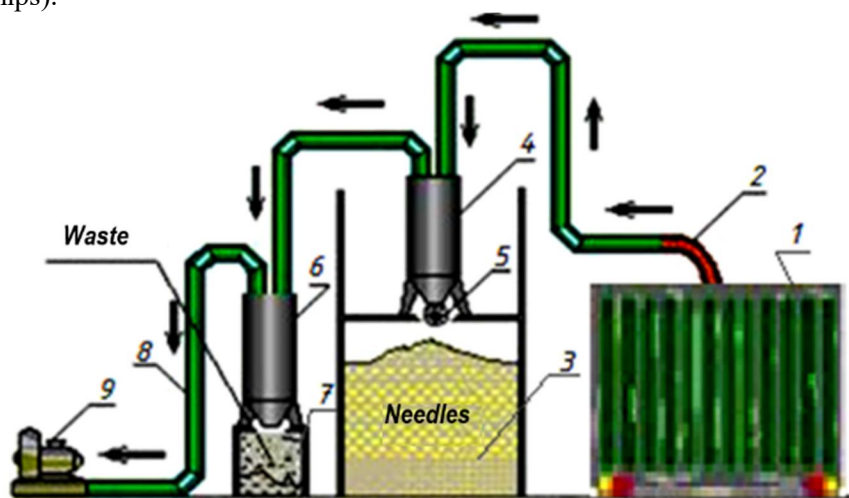


Fig. 2. Schematic diagram of the installation for separation of needles by pneumo-thermal method: 1 - drying chamber; 2 - suction pipeline; 3 - needles collector; 4 - cyclone for separating needles; 5 - gate valve; 6 - cyclone for separating waste; 7 - waste collector; 8 - air duct [1].

A comparison of needle separation methods is presented in Table 2.

Table 2.

Comparison of Methods for Separating Scots Pine Needles from Branches

Method	Brief Description	Disadvantages for Further Processing
Mechanical	Shaking and beating needles off using vibration or rotating mechanisms on branches	Incomplete separation, potential branch fragmentation and mixing of impurities (bark, chips) with needles; high labor intensity
Pneumo-mechanical	Needle detachment by airflow (blowing or suction) without preheating	Requires preliminary crushing or drying of branches; difficult to achieve complete removal of impurities; high energy consumption to generate strong airflow
Electrohydraulic	Shock wave in liquid from a high-voltage discharge separates needles from branches	Complex and hazardous equipment; requires immersion of branches in water; high energy consumption, potential damage to needle fiber structure
High-frequency	Treatment with electromagnetic field (microwave) to heat and detach needles	Expensive equipment; uneven heating of branches; risk of thermal damage to needles and loss of bioactive components; significant electricity consumption
Cryogenic	Freezing branches (e.g., with liquid nitrogen or in natural winter frost) to cause brittle needle detachment	Requires special conditions or reagents; very high energy consumption for artificial freezing; technological complexity and hazard, limited by seasonal availability
Pneumo-thermal	Short-term heating of branches followed by vacuum needle suction (combined method)	Slight reduction in volatile content due to heating; requires heat source and vacuum system, but ensures cleanliness and integrity of needles for further processing

As shown in the table, the proposed pneumo-thermal method for separating pine needles is distinguished by the combined action of heat and vacuum, which ensures the collection of high-quality needles with minimal impurities. Pre-drying of branches facilitates easier needle detachment, while the absence of intense mechanical impact preserves the integrity of the needles for subsequent component or fiber extraction. A certain drawback of this method is the partial loss of essential oils during heating;

© О.П. Герасимчук, О.Л. Ткачук, В.О. Волянський

however, this can be compensated for by regulating the temperature and drying duration depending on the intended downstream processing. For the production of essential oil and extract, lower drying temperatures are recommended to preserve volatile compounds, whereas in textile fiber production, more intense heating is acceptable since resin removal facilitates subsequent chemical purification of fibrous structures.

The collected clean Scots pine needles can be directed to several production lines depending on the intended end product. Within the framework of an integrated system, it is advisable to ensure technological flexibility, i.e., the ability to combine processing directions. In practice, this means that one part of the needles can be used for steam distillation of essential oil, another part for extracting water-soluble compounds, and the remaining material (or by-products from the first stage) can be processed into cellulose fiber.

Essential oil is obtained using the steam distillation method. Freshly collected or lightly dried needles are placed in a distillation apparatus, through which superheated steam is passed; the volatile aromatic substances evaporate and condense, separating into essential oil and hydrosol (pine water). The distillation process lasts several hours, and the yield of essential oil is approximately 0.3–0.5% of the raw material mass [2].

Pine needle extract is a concentrate of water-soluble compounds (chlorophyll, vitamins, organic acids, and other bioactive substances). In forestry practice, it is obtained by boiling fresh green needles in water followed by partial evaporation of the liquid. At the Manevychi forestry enterprise, an extraction facility operates where green mass is processed in boiling tanks, and the thick extract is bottled for sale [2]. The extract yield is about 2% of the raw material mass. It is a valuable product used in sanatoriums and pharmacies as a tonic and therapeutic agent [2]. After extraction, a large amount of boiled pine mass remains (solid residue). Although this residue is largely free of extractive substances, it contains fiber (cellulose) and can be used as raw material for textile fiber production. Thus, combining extract and fiber production lines allows for waste-free utilization of the needles. The only technological limitation is that after thermal processing in water, the needle structure is partially destroyed, and the fibers are shorter than those obtained from untreated needles. This should be taken into account when selecting further processing parameters.

The production of natural fiber from needles is the most technically challenging processing direction, as it requires extensive breakdown of leaf structures and removal of all non-cellulose components. Scots pine needles have a dense cuticle impregnated with resins and a high lignin content that binds cell walls. The traditional approach to obtaining “forest wool” involved long-term soaking of needles in running water (several months) to allow for biodegradation of binding substances [4]. Modern approaches combine chemical and mechanical treatment to accelerate the process. We have adopted a technological solution to produce fiber from post-extraction residue — that is, boiled needles — as this significantly reduces reagent and time costs. The degreased and softened needles are easier to break down into fibers. The process includes the following stages: (1) mechanical crushing (rolling) of prepared raw material between grooved rollers to destroy the surface layer and cell walls; (2) chemical treatment with alkali (two-stage process, at ~100 °C, with NaOH concentration of 40–50 g/L) to dissolve resins and lignin; rinsing and neutralization of the fiber, and drying. Preceding chemical treatment with mechanical processing significantly enhances fiber yield due to better penetration of alkali into the needles, resulting in quicker and more complete removal of undesirable components. Additionally, if the raw needles were not previously extracted, soaking them in water or weak alkaline solution for several hours before the main processing may be appropriate to aid in resin removal. The obtained cellulose fiber is thoroughly washed and dried. It can be used alone (for coarse textiles, insulation, nonwoven materials) or blended with other fibers.

To perform the crushing operation, a machine design with hydraulic roller pressing is proposed (Fig. 3) [3]. The main working elements of the machine are two parallel grooved rollers through which the needle mass is fed. The lower roller (1) is rigidly mounted and driven, while the upper roller (2) is mounted on a movable platform. Hydraulic cylinders C1 and C2 apply pressure to the platform from above, ensuring the pressing of roller 2 against roller 1 with a constant force. The hydraulic system includes a pump station (motor M1, pump P, tank T), a safety valve SV to limit the maximum pressure, check valves V1 and V2 on the lines to the cylinders, and adjustable pressure valves PV1 and PV2 to maintain constant pressure. This setup compensates for load fluctuations and guarantees uniform crushing across the entire roller width. The rollers have a ribbed surface for better grip and deformation of the needles. The use of hydraulic pressing achieves much higher and more stable crushing force compared to spring or weight-based mechanisms, accelerating the breakdown of the tough epidermis of the needles. Preliminary experiments have shown that crushing before alkali cooking can reduce the chemical processing time by half and increase fiber yield [3].

The integrated system covers all key processes—from needle harvesting during various types of logging operations to the production of final products. Its objective is to minimize material losses through precise synchronization of work stages and the rational use of available equipment and logistical solutions. The structure of such a system involves the use of diverse equipment, with each component performing a specific operation, thereby reducing functional overlap and downtime to a minimum.

A simplified scheme of the main components of the integrated machine-technological system for the harvesting and processing of Scots pine needles is presented in Table 3.

To ensure maximum profitability, it is important to select the most economically advantageous directions for pine needle processing, taking into account market demands, available resources, and existing infrastructure. The extraction of essential oils remains one of the most attractive options due to its steady demand in the pharmaceutical, cosmetic, and food industries. At the same time, the production of textile fibers is gaining increasing relevance, as it offers an environmentally friendly raw material with a relatively high added value. The use of residual needle biomass for the production of fuel briquettes expands marketing opportunities and promotes a zero-waste production cycle.

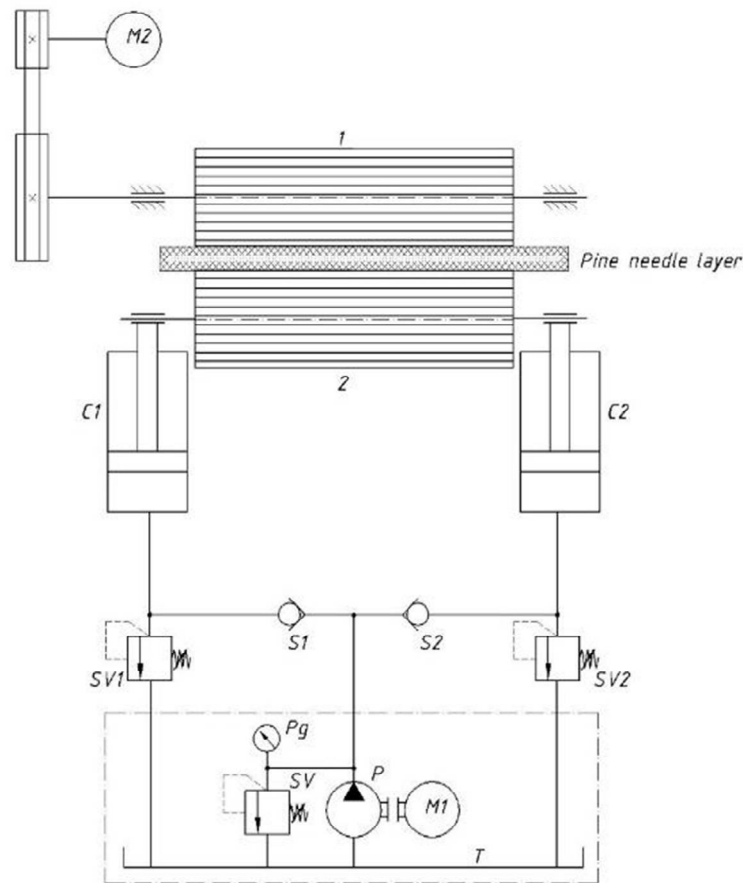


Fig. 3. Schematic diagram of a pine needle crushing machine with hydraulic pressure [3]

Table 3.

Simplified scheme of the main components of the integrated machine-technological system for harvesting and processing Scots pine needles

Stage	Main Equipment	Purpose / Outcome
Felling and primary processing	Harvesters or feller-bunchers	Tree cutting, branch removal, partial needle collection
Transportation	Forwarders, specialized trailers	Transporting logs and needle biomass with minimal losses
Intermediate storage	Containers, sheds, mobile depots	Maintaining proper condition of pine raw material, protection from damage and weather
Processing	Extraction units, textile fiber lines, shredders	Production of essential oils, bio-extracts, fibers, fuel briquettes, etc.

The key directions for integrated processing of Scots pine needles and a brief description of their economic feasibility are presented in Table 4.

Conclusions. Adhering to an integrated approach enables synchronization of the entire chain—from the selection of the harvesting site to the sale of products derived from coniferous residues. The implementation of such systems delivers a positive economic effect by increasing enterprise profitability and simultaneously improving the environmental situation through a reduction in burned residues, lower atmospheric emissions, and overall mitigation of ecological risks.

Table 4

Key directions for the integrated processing of Scots pine needles

Processing Direction	Process Description	Advantages / Output
Essential Oil Extraction	Hydrodistillation, steam extraction, CO ₂ -extraction	High added value product, broad market demand
Textile Fiber Production	Mechanical and chemical treatment	Nonwoven materials, insulation, fillers, eco-friendly alternative to synthetics
Fuel Briquettes and Pellets	Grinding, pressing, use of post-extraction residue	Utilization of waste, improved energy efficiency
Organic Fertilizers	Composting, fermentation, microbiological treatment	Waste reduction, soil fertility improvement, potential for agricultural sector

For successful operation of these systems, it is essential to provide personnel training, develop efficient logistics, and secure access to investment. However, the long-term benefits typically outweigh the initial costs and open new opportunities for the development of the forestry sector.

References:

1. Herasymchuk O., Tkachuk O. Regarding the question of obtaining natural textile fibers from pine needles // The V-th International Symposium «Creativity. Technology. Marketing», 31 March 2023, Chişinău, Republic of Moldova. – Chişinău: Tehnica-UTM, 2023. – P. 203–209. – URL: <https://fd.utm.md/wp-content/uploads/sites/37/2023/11/Simpozion-CTM-2023.pdf> (дата звернення: 13.03.2025).
2. Маневицький лігосп виготовляє хвойний екстракт за унікальною технологією // Район.Маневичі. – 2018. – 20 вересня. – URL: <https://manevychi.rayon.in.ua/news/94050-manevitskii-lisgosp-vigotovliae-hvoynii-ekstrakt-za-unikalnoiu-tehnologieiu> (дата звернення: 13.03.2025).
3. Герасимчук О. П., Ткачук О. Л., Пуць В. С., Охремов А. І. Отримання текстильних волокон з хвої сосни звичайної за допомогою процесів м'яття // Матеріали міжнар. конф. «МТІ-2024», Луцьк, 14–16 травня 2024 р. – Луцьк: Луцький національний технічний університет, 2024. – С. 86–88.
4. Ткачук О., Герасимчук О. Стан та перспективи застосування деревної целюлози для виробництва хімічних волокон // IX Ukrainian-Polish Scientific Dialogues: Conf. Proc. – 20–23 жовтня 2021 р., Хмельницький, Україна. – С. 204–205.
5. Ткачук О. Л., Герасимчук О. П., Резнікова В. В. Пневмотермічний спосіб отримання хвої для виготовлення текстильних волокон // Сільськогосподарські машини. – 2022. – Вип. 48. – С. 67–73. – DOI: <https://doi.org/10.36910/acm.vi48.842>.
6. Герасимчук О. П., Ткачук О. Л. Обґрунтування режиму роботи пневмотермічної мобільної установки для відокремлення хвої сосни звичайної // Сільськогосподарські машини. – 2023. – Вип. 49. – С. 75–80. – DOI: <https://doi.org/10.36910/acm.vi49.1025>.
7. Dzedziński M., Kobus-Cisowska J., Stachowiak B. Pinus species as prospective reserves of bioactive compounds with potential use in functional food—current state of knowledge // Plants. – 2021. – Vol. 10, No. 7. – DOI: <https://doi.org/10.3390/plants10071306>.
8. Bisht A. S., Singh S., Kumar S. R. Pine needles – a source of energy for Himalayan region // International Journal of Scientific & Technology Research. – 2014. – Vol. 3, No. 12. – P. 161–164. – URL: <https://www.ijstr.org/final-print/dec2014/Pine-Needles-A-Source-Of-Energy-For-Himalayan-Region.pdf> (дата звернення: 13.03.2025).
9. Mandal S., Bhattacharya T. K., Verma A. K., Haydary J. Optimization of process parameters for bio-oil synthesis from pine needles (*Pinus roxburghii*) using response surface methodology // Chemical Papers. – 2018. – Vol. 72, No. 3. – P. 789–798. – DOI: <https://doi.org/10.1007/s11696-017-0306-5>.

10. Berry J. B. N. Process of making pine needle fiber. Specification forming part of Letters Patent No. 437,555, dated September 30, 1890. – Application filed March 21, 1889. – Serial No. 304,177. – URL: <https://patents.google.com/patent/US437555A/en> (дата звернення: 13.03.2025).

11. Forest Wool / Pine needle fiber – Green Product Award 2021. – URL: <https://www.gp-award.com/en/produkte/Forest-Wool>(дата звернення: 13.03.2025).

12. Tkachuk O. L., Gerasymchuk O. P. Perspective technologies of obtaining natural textile fibers from pine needles // Якість та безпечність товарів: матеріали VII міжнар. наук.-практ. конф., Луцьк, 28 квітня 2023 р. / за ред. В. В. Ткачука. – Луцьк: Вежа-Друк, 2023. – С. 183–185. – URL: https://drive.google.com/file/d/1rADR7tuZmsrwRRmngYIV_ynN9AXXu6kr/view(дата звернення: 13.03.2025).

Рецензент: Рябчиков Микола Львович, професор кафедри технологій легкої промисловості Л НТУ, д.т.н.

В.П. Кашицький, О.Л. Садова, А.В.Чернов, С.В. Мисковець, Ю.І. Крась

Луцький національний технічний університет

ВПЛИВ ТЕРМІЧНОЇ ОБРОБКИ НА ФОРМУВАННЯ ЕПОКСИКОМПОЗИТНИХ МАТЕРІАЛІВ ДЛЯ БАЛІСТИЧНОГО ЗАХИСТУ

Досліджено стійкість епоксикомпозитних матеріалів з вмістом склотканини до впливу статичних та динамічних навантажень. Визначено оптимальний режим термічної обробки епоксиполімерних склопластиків, яка забезпечує високу адгезійну міцність полімерної матриці до наповнювача, а також високу ударну в'язкість та міцність епоксикомпозитів. Досліджено характер руйнування епоксиполімерних склопластиків з вмістом арамідної тканини та склотканини під впливом динамічного навантаження ударника каліброваного розміру. Визначено вплив природи наповнювача та щільності плетіння склотканини на стійкість до крихкого руйнування склопластиків за оптимального режиму термічної обробки. Розроблені епоксикомпозитні матеріали з підвищеною стійкістю до динамічних навантажень доцільно використовувати для виготовлення елементів індивідуального балістичного захисту.

Ключові слова: склотканина; епоксиполімерна матриця; тривалість обробки; структурування; адгезія; ударна міцність.

V. Kashytskyi, O. Sadova, A. Chernov, A. Myskovets, Yu. Kras

INFLUENCE OF HEAT TREATMENT ON THE FORMATION OF EPOXY COMPOSITE MATERIALS FOR BALLISTIC PROTECTION

The resistance of epoxy composite materials containing glass fabric to static and dynamic loads was investigated. The optimal heat treatment regime for epoxy fiberglass materials was determined. This ensures high adhesion strength of the polymer matrix to the filler. It also provides high impact toughness and strength for the composites. The nature of the destruction of the epoxy fiberglass materials containing aramid fabric and glass fabric under the influence of dynamic loading of a calibrated size impactor was investigated. The influence of the nature of the filler and the density of the glass fabric on the resistance to brittle fracture of the fiberglass materials under the optimal heat treatment regime was determined. The developed epoxy composite materials with increased resistance to dynamic loads are expedient to use for the manufacture of elements of individual ballistic protection.

Keywords: glass fabric; epoxy polymer matrix; processing duration; structuring; adhesion; impact strength.

Formulation of the problem. Synthetic fiber-reinforced polymer composites are often used because of their high processability, specific strength, corrosion resistance and low cost. Due to their high strength-to-weight and rigidity-to-weight ratios, fiberglass has a wide range of applications in the aerospace, marine, automotive and chemical industries, and in the manufacture of household and sporting goods. Fiberglass has a relatively low density and can also be adapted to the influence of various factors by changing the sequence of laying the fiber filler to provide high strength and stiffness in the direction of high load.

The specified properties of fiberglass depend on such factors as the matrix and fiber material, their volume fractions, fiber orientation, stress distribution and strain rate, loading conditions and the nature of the bonds at the fiber-polymer interface. The reaction at the interface of the polymer matrix and fiber plays an important role in determining the overall mechanical characteristics. It provides an effective way of transferring stresses to the fibers through the matrix. Recently, there has been a significant increase in the large-scale production of fibers and epoxy composite materials reinforced with glass fiber, which requires research into the influence of epoxy composite formation modes on their mechanical characteristics.

Analysis of recent research and publications. A polymer composite material consists of two or more different materials, which allows obtaining properties that are much better than the properties of the individual initial components. In this case, it is possible to combine different materials, but it is necessary to take into account the condition of ensuring macroscopic homogeneity of the structure of the polymer composite material and microscopic homogeneity of the polymer matrix. Modern polymer composite materials are usually optimized to achieve a certain balance of properties in a certain range of applications under the influence of electrical, thermal and environmental factors [1].

The unique characteristics of each phase affect the mechanical properties of fiberglass [2, 3]. The mechanical properties of the polymer matrix affect the efficiency of load transfer between fibers, which further affects the mechanical properties of fiberglass. In addition, the smooth surface of glass fibers (GF), which have a small number of active functional groups, ensures the formation of a structure with an optimal ratio of the size of glass fibers and the polymer matrix. The mechanical properties of fiberglass are mainly improved by the use of high-performance fibers and increased adhesion in the polymer-fiber system. In spite of the fact that glass fiber (GF) has low tensile strength compared to other reinforcing fibers such as carbon, basalt and aramid, it provides more economic advantages. The mechanical properties of fiberglass also depend on the performance of the polymer matrix and the compatibility between the fibers and the polymer matrix.

© В.П. Кашицький, О.Л. Садова, А.В.Чернов, С.В. Мисковець, Ю.І. Крась

Glass fibers are one of the most versatile industrial materials, as they are produced from raw materials that are currently available in constant supply [4]. They have useful properties: resistance to any chemical attack, hardness, stability, transparency and inertness. In addition, they also have good mechanical properties of the fiber: rigidity, flexibility and strength. Epoxy resin is often used as a matrix, which is a type of reactive polymer containing epoxy groups. Such groups are able to react with themselves or with many reagents, for example, phenols, amines, thiols in the presence of a catalyst [5]. Epoxy polymers have a diverse range of applications in industry for various purposes, as they usually have higher mechanical properties and greater thermal and chemical stability compared to any other type of resin.

The properties and mechanical behavior of a fiber-reinforced composite mainly depend on the strength of the fiber and its modulus of elasticity. They also depend on the chemical stability of the composite, the strength of its matrix, and the interface that acts between the fiber and the matrix for reliable stress transfer [6]. The mechanical behavior of reinforced composites depends on the strength of the fibers and the Young's modulus, stability, and strength of the matrix [7]. The appropriate orientation and composition of the glass fibers provides the desired characteristics and functional properties of fiberglass, which correspond to the rigidity and density of aluminum.

The increase in the mechanical properties of polymer composites occurs due to the interweaving of fibers, although microbending modes are activated, which reduces the compressive strength [8]. Strengthening the polymer matrix reduces delamination; however, it often decreases the modulus, a critical factor in enhancing the strength of polymer composites. Modified resins are usually used in pre-impregnated materials to resist delamination. However, the high cost of prepreg materials often limits their use in large-scale polymer composite production. Therefore, inexpensive composite materials such as glass fiber are sought to create such products. Glass fiber, polymers and carbon fiber have good mechanical properties, but in the recent period of development their use has been limited to some technological applications. Glass fibers have relatively higher strength and rigidity and low cost. Therefore, in recent developments, glass fibers are mainly used as a reinforcing material for the production of lightweight and relatively strong composite materials.

The mechanical properties of fiberglass are lower than those of polymer composites reinforced with carbon and aramid fibers, so methods for improving the mechanical properties of fiberglass are constantly being studied. In [9], an optimized processing method based on multiphase structures for fiberglass was developed, which significantly improves their tensile strength. The results show an increase of 10.64% in the specific load of fiber glass bundles due to improved bond between fibers. Combinations of factors, such as layer thickness and resin chemical composition, significantly affect the tensile ability and failure mode of fiber glass. Fiberglass with four layers of glass fabrics contribute to more efficient load transfer across the matrix-fiber interface, which provides optimal tensile properties for fiberglass. Resin binders with more reactive functional groups (-OH) strengthen the fiber-resin bond, which further improves the tensile properties of fiberglass. Nanomaterials and functional hardeners are used to improve the multiphase structure of fiberglass.

The glass fiber composites developed in [10] have six layers of glass fiber fabric with a density of 270 g/m² and two-component epoxy resin system. Tests on composites with the smallest fiber fraction revealed a higher bending stress value (464.8 MPa) compared to those with a larger fiber fraction (415.5 MPa). The failure mechanisms included delamination, crack propagation between fibers, fiber rupture and complete failure of the composite. The absorbed specific energy has similar values for composites with different contents of glass fabric layers. This can be explained by the fact that increasing the thickness of the composite can lead to a larger number of local defects and uneven distribution of components that accumulate during the manufacture of the composite.

Setting tasks. Determination of the optimal temperature and duration of exposure in the thermal field for epoxy fiberglass materials with increased resistance to dynamic loads.

Presentation of the main material. The prepared epoxy composition was applied to the steel plate matrix. After that, a reinforcing component impregnated with an epoxy binder was applied. The operation was repeated until the completion of the impregnation stage of all layers of reinforcing filler and the next compression of the workpiece on a hydraulic press with a force of 5 kN. At the first stage, structuring of epoxy composites was carried out at a room temperature of 20±2°C for 24-26 hours. In order to improve the mechanical characteristics, heat treatment was carried out in a step mode in a drying cabinet of the SNOL75/400 model with an initial temperature of 50°C and a final temperature of 150-170°C (Table 1). The mechanical processing of epoxy composite plates consisted in removing the remnants of the epoxy polymer and obtaining samples of the correct shape.

Table 1 – Forming modes of epoxy composite plates

Heat treatment				
1 mode	2 mode	3 mode	4 mode	5 mode
50° C – 1 hour, 100° C – 1 hour, 150° C – 3 hour	50° C – 1 hour, 100° C – 1 hour, 150° C – 5 hour	50° C – 1 hour, 100° C – 1 hour, 170° C – 3 hour	50° C – 1 hour, 100° C – 1 hour, 170° C – 5 hour	50° C – 1 hour, 100° C – 1 hour, 190° C – 3 hour

The adhesive strength of epoxy polymers formed according to mode No. 1 heat treatment is 18 MPa (Fig. 1). There is a slight increase in adhesive strength to 18.3 MPa in the case of an increase in exposure at the second stage of heat treatment to 2 hours at a temperature of 100°C. This is due to an increase in the mobility of segments of epoxy binder macromolecules at elevated temperature, which leads to the formation of additional chemical bonds between the end groups of epoxy macromolecules.

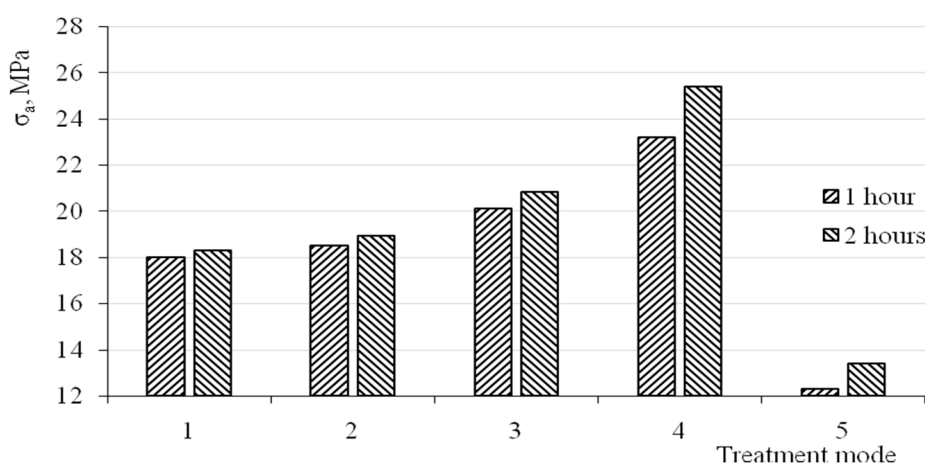


Fig. 1. Adhesive strength of epoxy polymers depending on the heat treatment mode (Table 1)

The use of treatment mode No. 2 provides an increase in adhesive strength by 2-3% compared to the adhesive strength of epoxy polymers formed according to mode No. 1, since the duration of exposure at a temperature of 150°C increases to 5 hours. This makes it possible to ensure the formation of additional physical and chemical bonds between the components of the epoxy polymer matrix. Exposure within this regime for 2 hours at a temperature of 100°C allows to increase the adhesive strength to 18.9 MPa, which is due to the redistribution of reactive groups in the epoxy polymer binder.

A significant increase in the studied characteristic occurs under the condition of increasing the temperature at the final stage to 170°C. This allows for a higher degree of structuring of the epoxy system due to the activation of the chemical reaction rate. An increase in the duration of exposure at a temperature of 100°C provides an increase in adhesive strength to 20.8 MPa, which allows to activate the mobility of segments of macromolecules of the epoxy binder.

The highest values of adhesive strength (25.4 MPa) have epoxy polymers formed according to mode No. 4. Under such conditions, the formation of the maximum number of physical and chemical bonds occurs, since the duration of heat treatment is 5 hours at a temperature of 170°C. Increasing the exposure time to 2 hours at a heat treatment temperature of 100°C provides an increase in adhesive strength to 25.4 MPa, which is associated with a high exposure time in the thermal field.

The use of a heat treatment temperature of 190°C leads to a sharp decrease in the studied characteristic, since destruction processes occur after structuring at the initial stage of forming epoxy composite products. Destruction processes are associated with the partial destruction of physical and chemical bonds.

The hardness and impact strength of glass plates were studied on epoxy composite plates containing up to 6 layers of glass fabric with a density of 140 g/m². The lowest hardness values (76 MPa and 80 MPa) have glass plates (Fig. 2), which are formed according to the heat treatment mode No. 1.

The low hardness can be explained by insufficient exposure in the thermal field, which does not allow obtaining a large number of physical and chemical bonds. In the case of forming epoxy composites at a temperature of 170° C, the hardness increases to 96 MPa and 110 MPa, which is due to the completion

of the structuring process of the epoxy polymer matrix within 5 hours at the optimal temperature. The formation of epoxy composites at a temperature of 190° C leads to hardness values of 105 MPa and 108 MPa. The decrease in the hardness of epoxy composites at such a final temperature is associated with an increase in the fragility of the system due to the destruction processes.

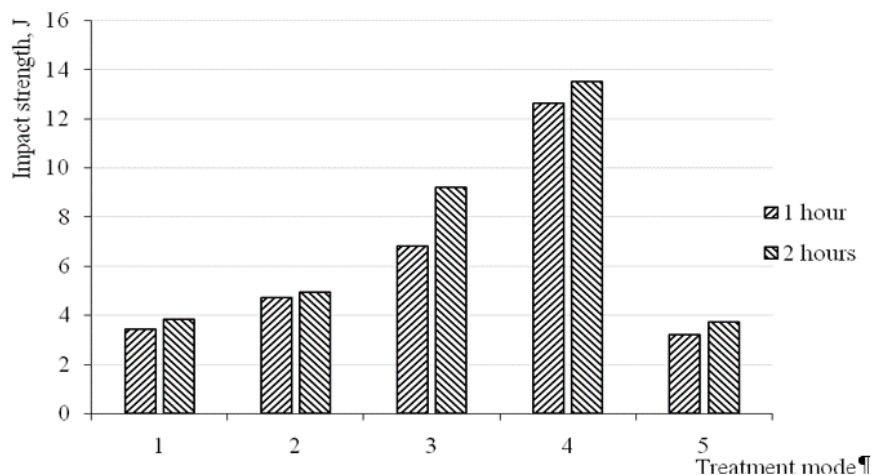


Fig. 2. Hardness of epoxy composites formed according to the different heat treatment regimes (Table 1)

The impact strength of epoxy composites formed by heat treatment mode No. 1 is 3.4 J and 3.8 J (Fig. 3) at different exposure times. This characteristic increases by 70-75% in the case using of heat treatment mode No. 4, which corresponds to exposure of epoxy composite samples at a temperature of 170° C for 5 hours. In this case, the epoxy polymer system is uniformly structured with the maximum number of physical and chemical bonds formed between the terminal active groups of the epoxy binder and the reactive groups –OH on the surface of the glass fibers.

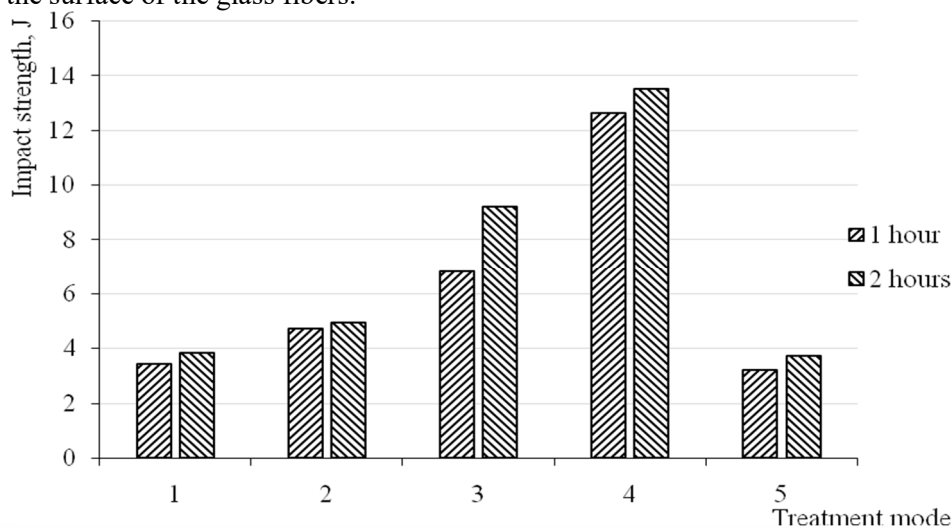


Fig. 3. Impact strength of epoxy composites formed according to the different heat treatment regime (Table 1)

The use of heat treatment at a temperature of 190° C leads to a sharp decrease in the impact strength of epoxy composites due to the destruction processes of the epoxy polymer matrix. The high structuring temperature leads to an uneven distribution of local volumes of the epoxy matrix, which are characterized by an increased degree of structuring of the system compared to the rest of the epoxy polymer volume.

The formation of a shear fracture zone (Fig. 4) occurs when a dynamic load is applied to an epoxy composite sample located on a steel disk.

There is a deformation zone without the destruction of the epoxy composite plate on the back side of the epoxy composite sample. This indicates a higher resistance of the material to the influence of dynamic loads (Fig. 5).

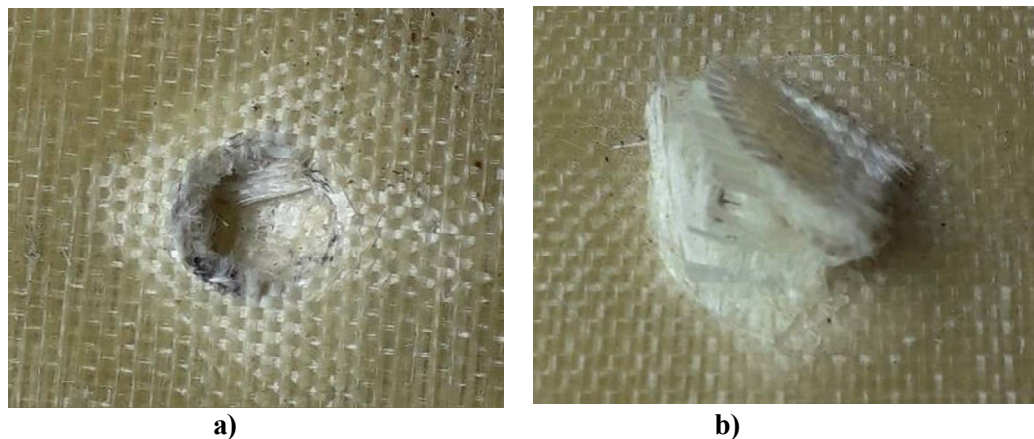


Fig. 4. General view of the fracture zone of the epoxy composite material formed according to the heat treatment mode No. 1 (1 h – 50 °C; 1 h – 100 °C; 3 h – 150 °C): a – front side of the sample; b – back side of the sample

The zone of delamination of the epoxy matrix from the glass fabric has a diameter of 17-18 mm, which indicates the propagation of a crack in the epoxy composite material. The delamination zone is smaller by 2-3 mm due to the increase in adhesion strength as a result of a longer exposure of 5 hour at a temperature of 150° C compared to the destruction of the epoxy composite plate, which is formed after exposure of 3 hour at a temperature of 150° C.

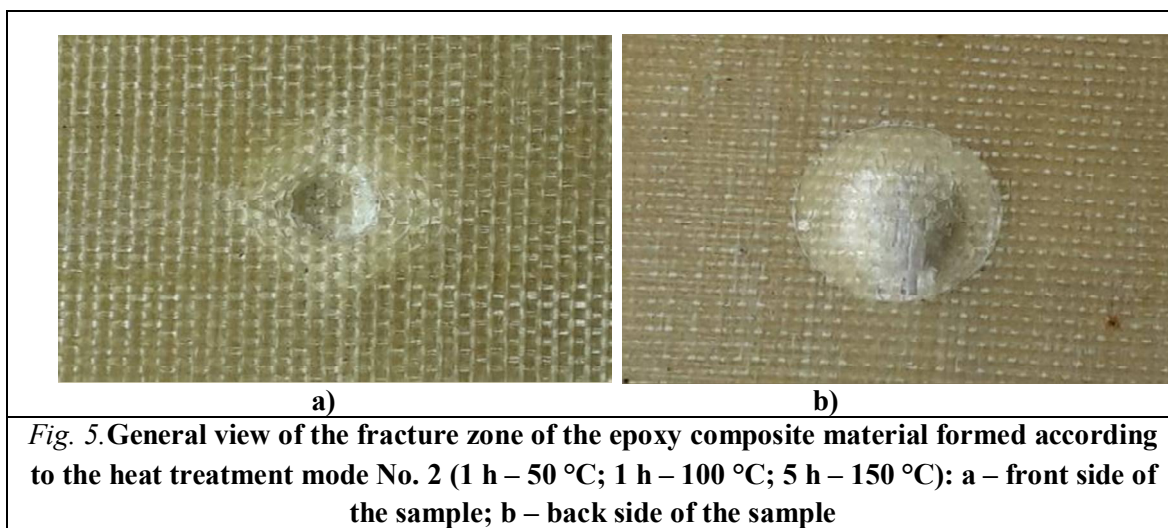


Fig. 5. General view of the fracture zone of the epoxy composite material formed according to the heat treatment mode No. 2 (1 h – 50 °C; 1 h – 100 °C; 5 h – 150 °C): a – front side of the sample; b – back side of the sample

When a dynamic load is applied to the epoxy composite plate, which is located on a steel disk, a depression is formed on the back side. The diameter of the delamination zone is 16-17 mm (Fig. 6). On the back side of the plate, the failure zone is a protrusion with through-hole damage to the epoxy composite material in a local zone with a segment of 50°. Such a material is capable of higher resistance to dynamic loads compared to epoxy composites treated according to modes No. 2 and No. 3.

On the front side, a peeling zone is formed without a significant degree of deformation of the sample on the steel disk (Fig. 7) in the case of applying a dynamic load to the epoxy composite plate. The diameter of the peeling zone on the front side is 11-12 mm. The diameter of the peeling zone on the back side of the plate is 15-16 mm. The main indicator of the resistance of the epoxy composite material to the influence of dynamic load is the absence of through-hole fracture of the epoxy composite plate, which indicates the effectiveness of heat treatment according to mode No. 4 (temperature 170° C, holding time 5 hours).

The destruction of the sample with the formation of a zone of through-fracture (Fig. 8, a) occurs in the case of applying a dynamic load to an epoxy composite plate containing aramid fabric (6 layers). This indicates a low resistance of aramid fibers to resist fracture under the influence of dynamic load compared to the impact strength of epoxy composites containing glass fabric with a density of 140 g/m².

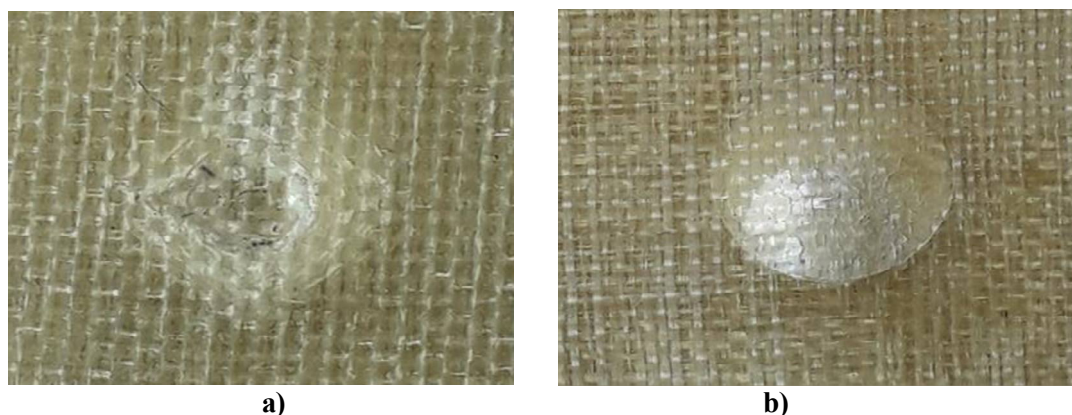


Fig. 6. General view of the fracture zone of the epoxy composite material formed according to the heat treatment mode No. 3 (1 h – 50 °C; 1 h – 100 °C; 3 h – 170 °C): a – front side of the sample; b – back side of the sample

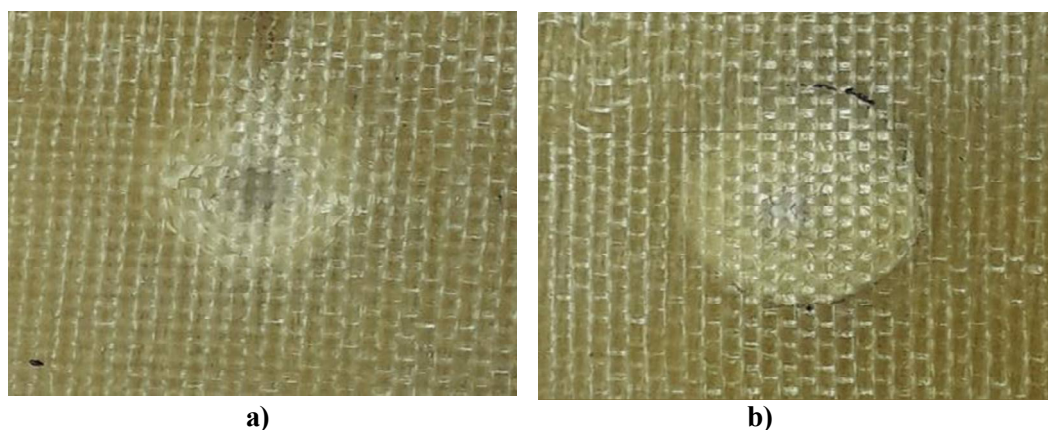


Fig. 7. General view of the fracture zone of the epoxy composite material formed according to the heat treatment mode No. 4 (1 h – 50 °C; 1 h – 100 °C; 5 h – 170 °C): a – front side of the sample; b – back side of the sample

The impact strength of epoxy composite materials containing 6 layers of fiberglass with a density of 600 g/m² is significantly higher (Fig. 8, b) compared to glass fabric based on epoxy polymer, which is filled with aramid fabric or glass fabric of lower density (140 g/m²). In this case, there is no zone of through-fracture, and there are no traces of plastic deformation in the zone of application of dynamic load.

Conclusions and prospects for further research. Epoxy polymers formed under the optimal heat treatment regime (170° C, exposure time 5 h) exhibit the highest adhesion strength of 25.4 MPa. Additional physicochemical bonds are formed between the active groups of epoxy resin macromolecules and hardener with an increased duration of heat treatment, due to the greater thermal energy absorbed by the epoxy composition compared to fiberglass materials formed in a thermal field over 3 hours. The hardness increases to 96 MPa and 110 MPa as a result of the formation of epoxy composites at a temperature of 170° C due to the completed structuring process of the epoxy polymer matrix after 5 hours at the optimal temperature.

Structuring the epoxy-polymer composition under the optimal heat treatment regime ensures the formation of an epoxy composite material with a high impact strength of 13.5-14 J. This treatment results in a uniformly structured epoxy polymer system, where the maximum number of physical and chemical bonds are formed. These bonds occur between the terminal active groups of the epoxy binder and the reactive -OH groups on the surface of the glass fibers.

Epoxy composite materials containing six layers of glass fabric provide resistance to dynamic loads, as they exhibit no zones of plastic. The developed epoxy fiberglass materials using glass fabric with a density of 600 g/m² and a number of layers of more than six is advisable to use for the manufacture of individual ballistic protection elements, as these materials resist penetration by foreign bodies with an impact energy of 24-26 J.

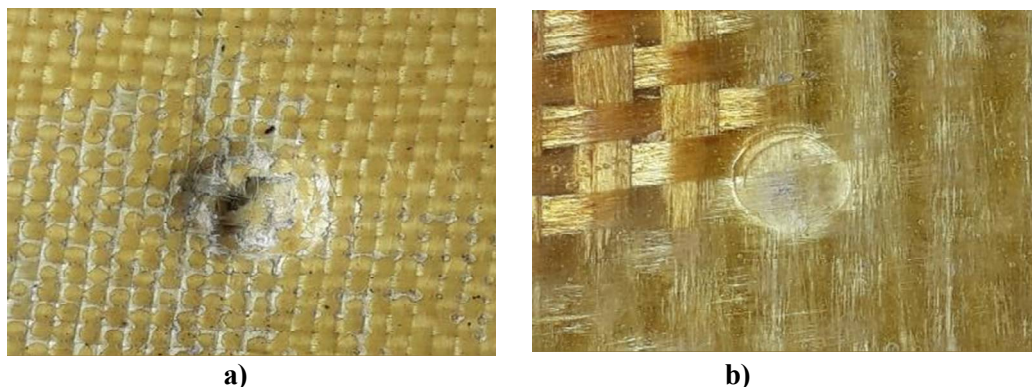


Fig. 8. Epoxy composites with filler content: a – aramid fabric; b – glass fabric (density 600 g/m²)

In the future, it is planned to conduct a study of the influence of modifiers on the formation of the epoxy polymer matrix and the impact toughness of epoxy composite materials.

References

1. Samad A. (2020). A Study on Different Compositions of Epoxy Resin Reinforced with Natural Fibers and Glass Fiber. *International Journal of Engineering Research*, V.9 10.17577/IJERTV9IS090193.
2. Zhang S., Zhong T., Xu Q., Su Z., Jiang M., Liu P. (2022). The effects of chemical grafting 1,6-hexanediol diglycidyl ether on the interfacial adhesion between continuous basalt fibers and epoxy resin as well as the tensile strength of composites. *Construction and Building Materials*, 323, 126563.
3. Katagiri K., Honda S., Nakaya S., Kimura T., Yamaguchi S., Sonomura H., Ozaki T., Kawakita S., Takemura M., Sasaki K. (2021). Tensile strength of CFRP with curvilinearly arranged carbon fiber along the principal stress direction fabricated by the electrodeposition resin molding, *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 143, 106271.
4. Rudresh B., Ravikumar N. (2014). Effect of Short Glass Fibers on Mechanical Properties of Polyamide66 and Polypropylene (PA66/PP) *Thermoplastic Blend Composites*. *Procedia Materials Science*, 5.
5. Aramide F., Atanda P., Olorunniwo O. (2012). Mechanical Properties of a Polyester Fibre Glass Composite. *International Journal of Composite Materials*, 2, 147-151.
6. Ramzan E., Ehsan E. (2009). Effect of various forms of glass fiber reinforcements on tensile properties of polyester matrix composite. *Journal of Faculty of Engineering and Technology (JFET)*, 16, 33-39.
7. Cui H. (2013). Glass Fiber Reinforced Biorenewable Polymer Composites and the Fabrication with Pultrusion Process., Iowa State University of Science and Technology, Digital Repository.
8. Ojoc G.G. (2022). A Theoretical and Experimental Study of Ballistic Protection Packages Made of Glass Fibers. Ph.D. Thesis, “Dunarea de Jos” University, Galati, Romania.
9. Cao Y., Gao G., Zhang P., Bao J., Feng P., Li R., Wang W. (2024). Improving tensile properties of glass fiber-reinforced epoxy resin composites based on enhanced multiphase structure: The modification of resin systems and glass fibers, *Materials Today Communications*, 40, 110225.
10. Birleanu C., Cioaza M., Serdean F., Pustan M., Bere P., Contiu G. (2024). Tribological Investigation of Glass Fiber Reinforced Polymer Composites against 52100 Chrome Alloy Steel Based on ELECTRE Decision-Making Method. *Polymers*, 16(1), 62.

Е.Л. Селезньов, Д.Е. Селезньов, Б.С. Колтунік

Луцький національний технічний університет

В роботі висвітлено результати експериментальних досліджень змодельованого у програмному пакеті MATLAB навчального електромеханічного стенду.

Ключові слова: балансування роторів, роторний вузол, вібрація, дисбаланс, електромеханічний стенд, гнучкий ротор.

E.L. Seleznov, D.E. Seleznov, B.S. Koltunik

RESEARCH OF THE ROTOR ASSEMBLY IMBALANCE SYSTEM OF THE TRAINING ELECTROMECHANICAL STAND

The paper highlights the results of experimental research on a training electromechanical stand modeled in the MATLAB software package.

Keywords: rotor balancing, rotor assembly, vibration, imbalance, electromechanical stand, flexible rotor.

Introduction. In any production, the continuity of the technological process is ensured by the trouble-free operation of equipment, the condition of which must be constantly monitored. The efficiency of equipment operation is most often determined by the quality of technical and repair maintenance, for which various balancing machines are used. The study and application of such devices in industry is a promising direction in the development of the theory of automatic balancing and is an urgent scientific and technical task.

The emergence of modern vibration measuring equipment provides the possibility of dynamic balancing of rotors at the place of operation and reducing the vibration load on the supports to permissible limits.

The causes of imbalance can be: failure to comply with exact dimensions when manufacturing shafts; inaccurate centering of connected parts relative to each other; non-uniform density of the part and non-uniformity of the material; presence of gaps in the joints of assemblies and parts; deformation of shafts due to damage during operation and damage during thermal and mechanical treatment.

Relevance of the work. At the moment, there are many types of balancing stands [1, 2], which, depending on the natural frequency of the rotor in the machine supports, are divided into: pre-resonant, resonant, post-resonant. Since the studied rigid rotor, starting from a certain rotation speed, can exhibit the qualities of a flexible rotor, the choice of one or another balancing method is determined by both the rotation speed and the rotor configuration. Existing balancing stands do not take into account the possibility of studying different configurations of rotor assemblies, which can be represented not only by different types of rotors, but also by different types of connecting couplings.

Presentation of the main material. The educational stand, designed within the framework of the master's thesis, the scheme of which is shown in Figure 1, consists of two main parts: control system; rotor unit imbalance system.

The advantages of this scheme are the possibility of studying both rigid and flexible rotors, and even rotors of different configurations. An example of a rigid rotor is a short-circuited rotor of an asynchronous electric motor, and a flexible rotor is a rotor of a powerful current generator. Also, for example, a turbine rotor consists of the following main parts: disks or drums, blades, shaft, thrust comb and connecting coupling, an unloading piston is installed on the rotor of jet turbines, i.e. the design may be different, so it is impractical to study a rotor of one configuration.

In addition, the design provides for interchangeable couplings that allow you to explore different types of connections. The longitudinal-compensating type of couplings provides for compensation of axial displacements of the rotors. This type of couplings includes elastomeric couplings, which are designed to transmit torque to units powered by the engine, for example, a generator, a hydraulic booster pump or an air conditioner compressor and to dampen vibrations between two connected shafts, etc. Elastic couplings are especially recommended for use where there is a violation of the shaft alignment or axial movement. The universal-compensating type of couplings allows you to compensate simultaneously for two or all three types of displacements of the connected shafts. This type includes bellows couplings, which are used where it is necessary to provide protection against twisting of the connected parts, as well as where accurate backlash-free transmission of angle and torque is required. An example of the use of such couplings can be precision speed and positioning systems for industrial robots and high-precision machine tools.

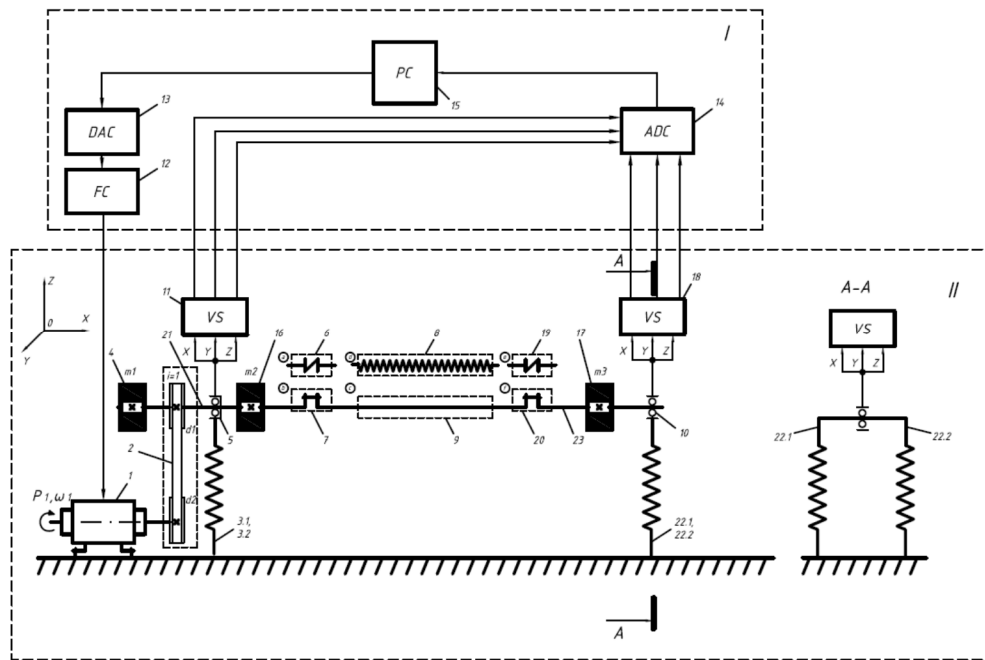


Figure 1. Schematic diagram of the rotor unit unbalance system: I – control system, II – rotor unit unbalance system; 1 – tested electric motor on legs; 2 – toothed belt transmission; 3.1, 3.2, 22.1, 22.2 – support racks in the form of a flat direct spring; 4,16,17 – flywheel 1,2,3; 5 – rolling bearing; 6,19 – elastic connection (cross-compensating) of two coaxial shafts 21,23; 7,20 – elastic connection (universal-compensating) of two coaxial shafts 21,23; 8 – flexible shaft; 9, 21, 23 – rigid shaft; 10 – rolling bearing; 11,18 – vibration sensor 1,2; 12 - frequency converter (FC); 13 - digital-to-analog converter (DAC); 14 - analog-to-digital converter (ADC); 15 - personal computer (PC).

Having compiled a mathematical model of the rotor unit balancing system, a study of the influence of system parameters on vibration characteristics was conducted. All input data for calculations, as well as the mathematical model of the system, will be covered in detail in the master's thesis. Mathematical modeling and research were performed in the MATLAB[3, 4] software package.

With a perfectly balanced rotor assembly, that is, when the axis of rotation coincides with the main axis of inertia of the shaft, no oscillations occur in the system, as proven by the experiments shown in Figures 2 and 3.

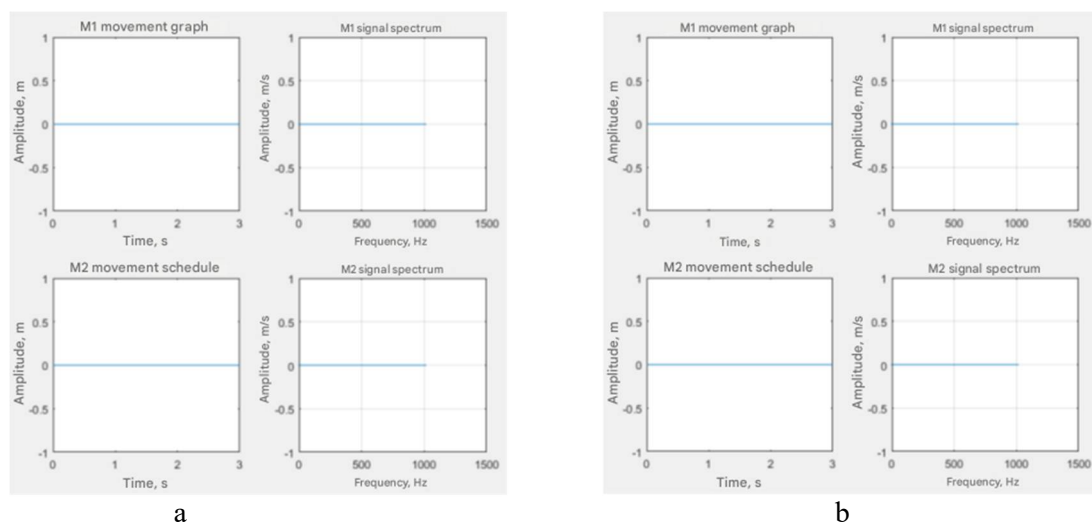


Figure 2. Dependence of displacement on time and amplitudes of speeds on the frequency of rotation (spectrum) on the supports of the rotor assembly with a balanced: a) rigid shaft; b) flexible shaft.

A study was conducted on the influence of shaft stiffness when the center of gravity is displaced from the shaft axis e (determined based on the shaft tolerance field g_6 for a flexible shaft of 0.004 mm, for

a rigid shaft of 0.0065 mm). The studies were conducted without installing imbalances, with minimal support stiffness, engine rotation speed, which is within the operating speed range of both the rigid and flexible shafts (2,000 rpm), and with the shaft connected by bellows couplings.

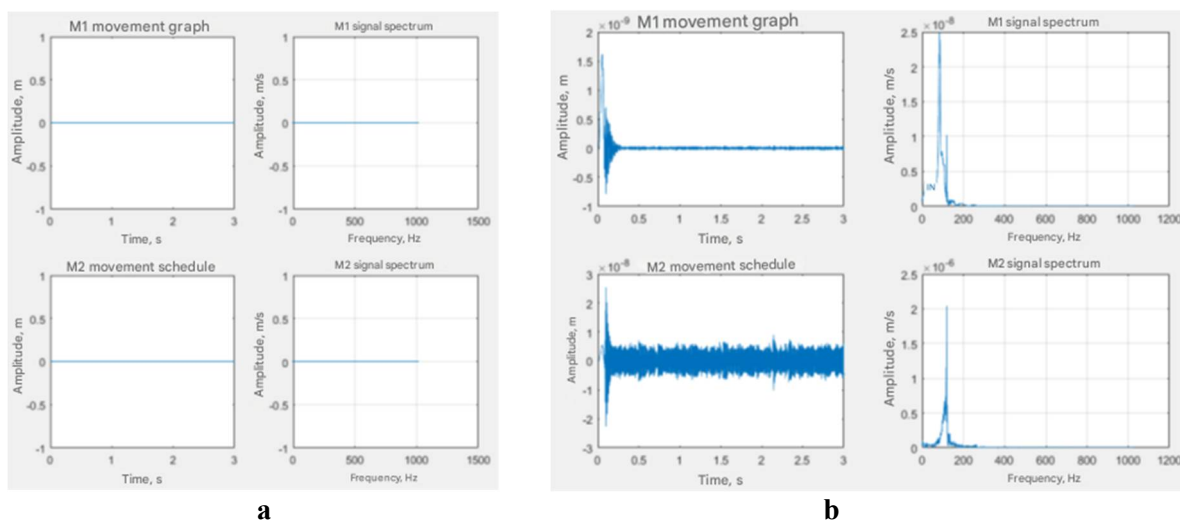


Figure 3. Dependence of displacement on time and amplitudes of speeds on the frequency of rotation (spectrum) on the supports of the rotor assembly when installing: a) a rigid shaft; b) a flexible shaft.

Conclusions. Comparing the studies with rigid and flexible shafts, it was concluded that if an arbitrary force is applied to a rigid shaft, this force is completely balanced by the elastic reaction of the shaft. However, if the shaft is not rigid enough (flexible shaft), the forces acting on it can cause deflection. If the rotation speed is low, then small bending vibrations quickly die out. Under the conditions, the rectilinear shape of the shaft is stable. As a result of the above, we choose a flexible shaft for further research in our work.

References

1. Vertical Balancing Machines for Tools and Tool Holders [Online]// Cimat. – Available: <https://www.cimat-balancing.com/products-services/vertical-manual/vertical-balancing-machines-for-tools-and-tool-holders/>, [Accessed:10.04.2025].
2. Балансувальні станки [Електронний ресурс]// Norma-c – Режим доступу: <https://norma-c.com/vibro/erbessd/balancing-machines>, [Дата звернення: 12.04.2025р].
3. “MATLAB Report Generator,” MATLAB. [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/products/matlab-report-generator.html>. [Accessed: 29-Mar-2022].
4. “Linear System Analyzer Overview MATLAB & Simulink.” [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/control/ug/basic-lti-viewer-tasks.html>. [Accessed: 30-Mar-2022].

Д.Е. Селезньов, Е.Л. Селезньов, В.В. Коровіцький

Луцький національний технічний університет

АНАЛІЗ МОЖЛИВОСТІ ПОЛЕГШЕННЯ ВАЛ-СЕПАРАТОРА ЗІ ЗБЕРЕЖЕННЯМ ЗАПАСУ МІЦНОСТІ

В роботі проведено аналіз можливості модернізації вал-сепаратора шляхом зменшення металомісткості конструкції без значної втрати міцності.

Ключові слова: допустиме напруження, запас міцності, прикладене навантаження, система CAD/CAE, передача з проміжними тілами кочення.

D.E. Seleznov, E.L. Seleznov, V.V. Korovitskyi

ANALYSIS OF THE POSSIBILITY OF LIGHTENING THE SHAFT SEPARATOR WITH PRESERVING THE STRENGTH MARGIN

The paper analyzes the possibility of upgrading the separator shaft by reducing the metal content of the structure without significant loss of strength.

Keywords: allowable stress, safety margin, applied load, CAD/CAE system, transmission with intermediate rolling elements.

Introduction. Gears have found wide application in various branches of the national economy, they are used in drives of low-power devices and powerful drives of equipment, as well as in mechanisms and devices for various purposes. However, developments in this direction continue to this day in the field of improving transmission parameters. One of the relatively new types of gearboxes is a gearbox with intermediate rolling elements. The advantages of the gearbox include, first of all, a large gear ratio in one stage, with a small mass and dimensions of the device.

Analysis of literary sources. The advantages of this type of gearbox and the prospects for their improvement have led to the interest of researchers in this type of gearbox in many branches of technology[1-3]. But as the analysis of literary sources in scientific publications has shown, the studies mainly concern the possibility of alternative replacement with this type of gearbox[1], structural analysis for the design of new types[2], or the effects of design parameters on its operating characteristics[3]. However, studies on the possibility of modernization by reducing the metal content of the design of existing models are practically absent.

Task statement. Investigation of the stress state on the shaft-separator of a gearbox with intermediate rolling elements using CAD.

Presentation of the main material. Modeling and analysis in many industries help to avoid expensive and long development cycles of the “design - production - test” type. Currently, CAE systems are used to calculate stresses in elements and complex assemblies, which allows calculating and analyzing the characteristics of individual elements and the structure as a whole at the design stage. Usually, these modules are directly integrated with CAD systems, such as SolidWorks [4], or, conversely, they have a CAD module in their system, for example, CAE ANSYS [5].

To calculate the stresses of the gearbox part in CAD, we designed a 3D model of the basic and modified shaft separator. To calculate the stresses on the shaft separator, we created a simulation using a multiplier - fixing the separator zone and applying torque to the pin hole zone. For the purpose of the study, we divide the simulated shaft separator into 5 conditional parts according to the change in size in diameter (Fig. 1a). The Static Structural module was used to create the calculation.

Let us consider the possibility of lightening the separator shaft by deep drilling $\varnothing 14\text{mm}$ to a depth of 65mm according to Fig. 1b.

The settings for the research parameters were as follows: in the " Engineering" section data » the parameters of the separator shaft material were specified – Steel 40X Tensile strength – 395.0 MPa, yield strength – 345.0 MPa, density 7820.0 kg m³. The turning torque on the hole is 35 N mm² along the coordinate of the X axis, which is the axis of the shaft, and the shaft is mounted on a surface with separate windows for intermediate rolling elements.

As a result of drilling a shaft-separator weighing 0.7067 kg, the calculated lightening of the part was 9.03% - 0.0780 kg.

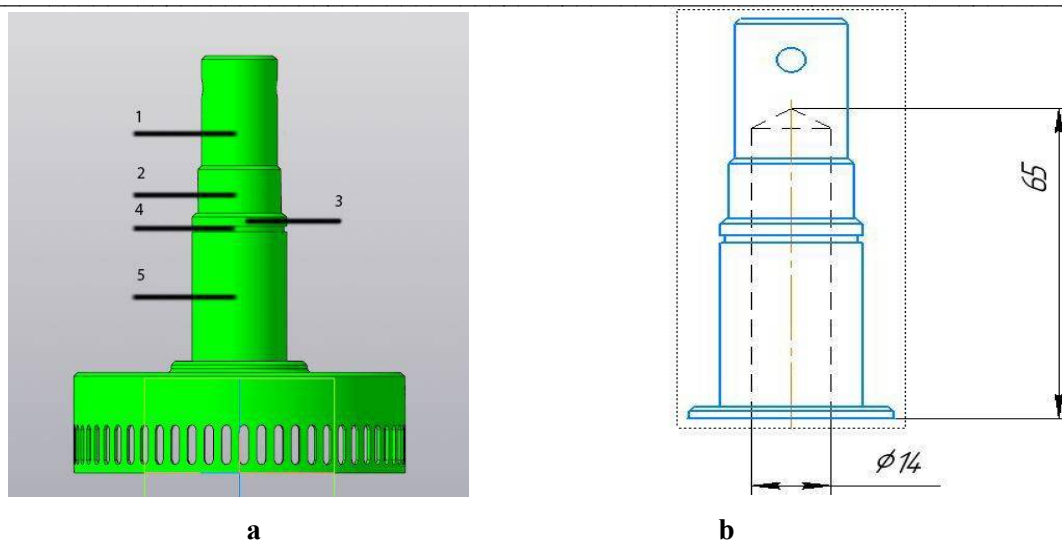


Figure 1. Shaft separator: a – diagram of shaft division into 5 zones, b – diagram of shaft modernization

The results of stress calculations of the modernized model of the shaft-separator in CAE ANSYS are presented in Fig. 2, and Table 1 presents the generalized calculation values of both shafts.

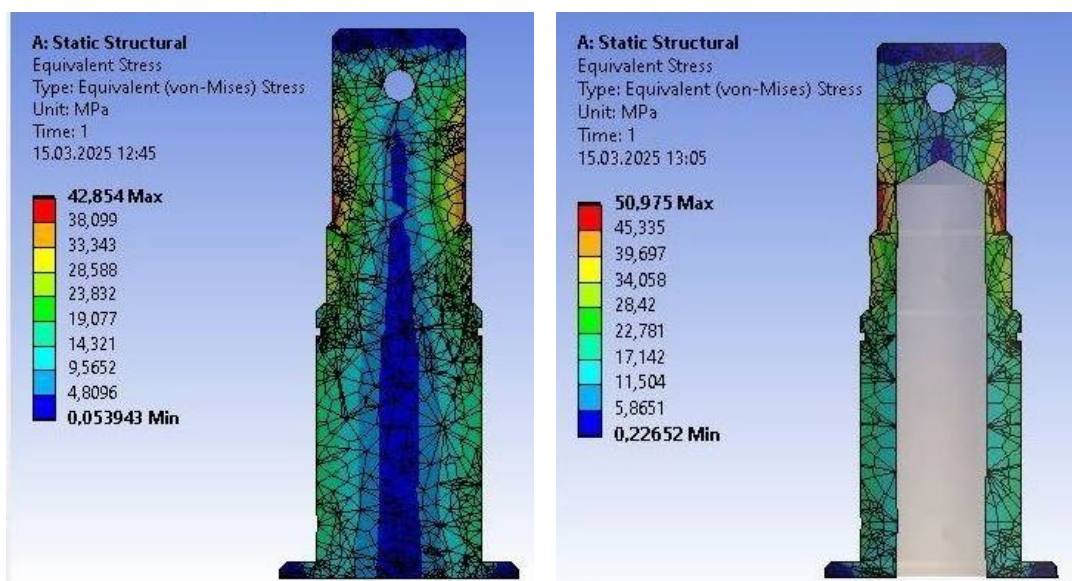


Figure 2. Calculation of stresses on the modernized shaft.

Table 1.

Design stress of shafts

Base shaft, MPa	Modified shaft, MPa
22.33	26.52
16.71	20.38
6.08	5.84
14.46	14.99
11.44	12.85

The results of engineering calculations of the tangential stresses of the shaft are given in Table 2.

To verify the calculations, we will simulate real operating conditions by adding a possible load during gearbox operation in a conventional device in the form of a normal to the axis of rotation of the shaft, which is equal to 1000 N.

Table 2.

Results of shaft engineering calculations

MPa	N mm	mm ³	mm
22,281	35000	1570,795	20
16,741	35000	2090,728	22
11,408	35000	3067,959	25
13,735	35000	2548,198	23.5

Fig. 3 shows the resulting von Mises stress diagram.

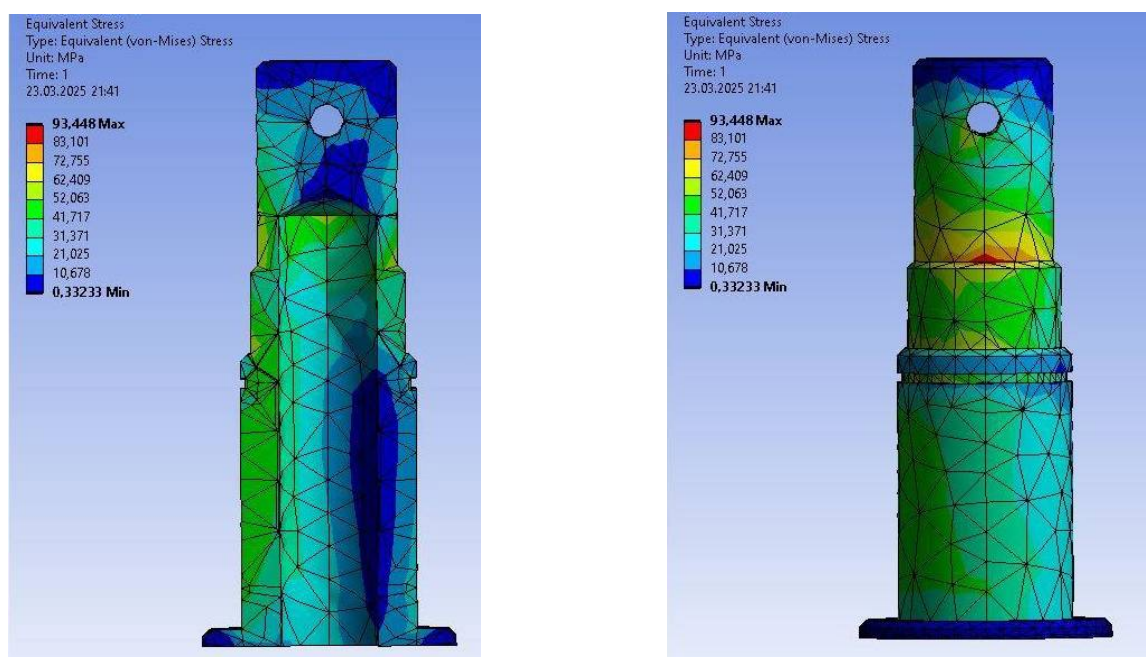


Figure 3. Stress distribution on a modified shaft with additional load

Conclusions. The results of the strength factor calculations based on the design stresses were: $N_{base} = 17.59$ for the base shaft, $N_{mody} = 14.79$ for the lightweight shaft. The results of the strength factor calculations based on the von Mises design stresses were: $N_{base} = 9.22$ for the original shaft, and $N_{mody} = 4.24$ for the lightweight shaft, respectively. Based on the results of these studies, it was confirmed that it is possible to unload the part without a significant loss of safety margin.

References

1. High-torque low-speed electric motor with a rolling rotor as an alternative to existing geared motors / A. Yegorov[et al.]// Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Electrical Machines and Electromechanical Energy Conversion: collection of scientific works – Kharkiv: NTU "KhPI", 2019. – No. 4 (1329). – P. 83-89.
2. T. Wei. Structural analysis of high-power cycloidal pinwheel drive for drilling rig winch. – Academic Journal of Science and Technology, Vol. 10, No. 2, 2024. – P. 125-128.
3. F. Korkmaz, A. Kolip. Investigation of the effects of design parameters on tooth profile formation and operating performance in cycloidal reducers. – Journal of Marine and Engineering Technology (JOINMET) 4(2), 2024. – P.54-63.
4. SOLIDWORKS Simulation 2018: A Power Guide for Beginners and Intermediate Users / Sandeep D., Willis J.. — 2nd Edition. — Lewes: Cadartiflex, 2017. — 392 p.
5. ANSYS Meshing User's Guide, ANSYS, Inc., 275 Technology Drive Canonsburg, PA 15317, November 2013.

Д.Е. Селезньов, Е.Л. Селезньов, В.В. Маркевич

Луцький національний технічний університет

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ДОСЛІДЖЕННЯ РОТОРНОГО ВУЗЛА РОЗРІЗНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО КЛЮЧА

В роботі виконано моделювання чотиримасової системи редуктора та дослідження стійкості, модернізованої конструкції розрізного трубного гідравлічного ключа.

Ключові слова: гідравлічний ключ, роторний вузол гідравлічного ключа, моделювання, графічна модель.

D.E. Seleznov, E.L. Seleznov, V.V. Markevych

MODELING AND RESEARCH OF THE ROTARY ASSEMBLY OF A CUTTING HYDRAULIC WRENCH

The work includes modeling of a four-mass gearbox system and research into the stability of a modernized design of a split pipe hydraulic wrench.

Keywords: hydraulic wrench, hydraulic wrench rotor assembly, modeling, graphic model.

Introduction. The analysis of hydraulic wrenches showed that the hydraulic wrench of the Canadian company Farr KT-5500[1] has a wide range of pipe diameters, the most common, and also has a wide range of operating speeds. During the work on the master's thesis, we selected this KT-5500 wrench for research and further modernization.

The KT5500 hydraulic wrench is a hydraulically powered pipe wrench for screwing and unscrewing pipes, with a wide torque range, can handle pipes from 2-1/16 inches to 5-1/2 inches in diameter. Jaw and die tightening technology is available for two pliers. Also available with a CHROMEMASTER “softgrip” clamping unit. The wrench can be mounted on a CLINCHER or FARR hydraulic support.

During the analysis of the wrench design, some shortcomings were identified and these components were modernized with the aim of improvement, namely: replacement of the support rollers of the rotary table, modification of the reversing switching system when turning/turning threaded connections, replacement of the guide rollers of the rotary gear.

Presentation of the main material. The operation of gears is affected by various moments of force. Uneven loads can damage gears, therefore, the study of the gears of the hydraulic wrench and its gearbox design (designed in SolidWorks[2], see Fig. 1) after its modernization is an urgent task.



Figure 1. Three-dimensional model of the gearbox design

Making a 3D model of the hydraulic wrench gearbox (Fig. 1) and having given the material of the gears, we know what mass all the gears have, thus, the masses of the bodies $m_1=6.78$ kg, $m_2=7.91$ kg, $m_3=7.91$ kg, $m_4=7.91$ kg. The necessary data for modeling the system are given in Table 1.

Table 1.

Input data for system modeling

Damping coefficients, N s/m	Spring stiffness, N/m
$h_1=45$	$c_1=75000$
$h_2=45$	$c_2=75000$
$h_3=35$	$c_3=55000$
$h_4=35$	$c_4=55000$
$h_5=200$	$c_5=100000$

The simulation of a four-mass system in the Simulink [3, 4] environment is presented in Fig. 2.

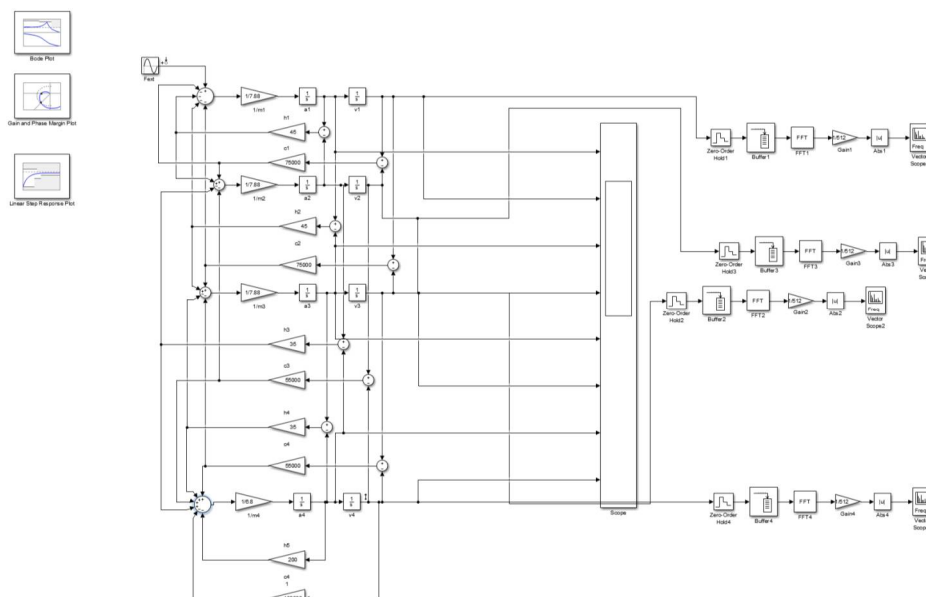


Figure 2. Graphical model of the structure in the Simulink environment

After constructing the circuit, we mark the input and output characteristics on it (Fext and x_4 respectively). Using the Scope block, we obtain graphs of the displacement and velocity of all bodies. Using the Zero - Order blocks Hold and Spectrum Analyzer we obtain the frequency spectrum of the system. Using Bode blocks Plot, Linear Step Response Plot, Gain and Phase Margin Plot we obtain graphs of the amplitude-phase frequency characteristics of the system.

As a result, we obtain the following graphs (Fig. 3-4):

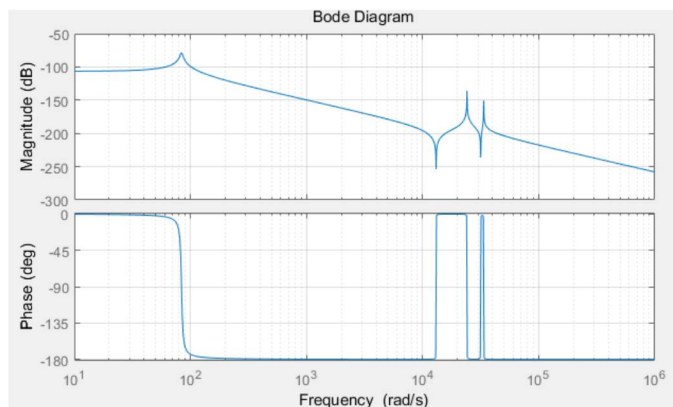


Figure 3. AFC graph constructed using the command bode (w)

Conclusions. The step (w) command is responsible for plotting the transient process when a force is applied to the system. The graph shows that the transient process time is 3.5 s. The transient function decays, so the system is stable. It is important to monitor the natural frequencies of the system so that the bodies are not in resonance.

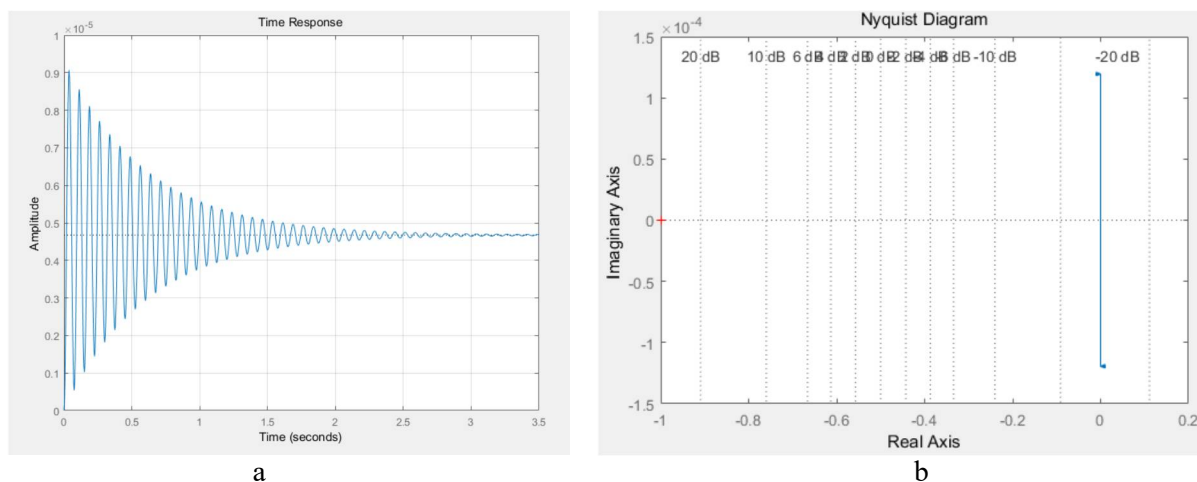


Figure 4. AFC graph constructed using the command: a) ltview (w), b) nyquist (w)

Bode function shows the construction of the logarithmic frequency response. The graph shows that the system is stable because the -180° LAH (logarithmic amplitude-phase frequency response) is negative when the phase response is reached.

Thus, according to the data analysis, the displacement of the entire system is quite small, and the vibration is extinguished within 3.5 seconds. Therefore, the gear system can withstand the additional load.

References

1. Farr KT-5500, Hydraulic Power Tong. Technical manual [Online]. Available: <https://www.texasinternational.com/wp-content/uploads/2017/11/KT5500.pdf> [Accessed:10.04.2025].
2. Huei-Huang Lee. Mechanics of Materials Labs with SolidWorks Simulation / 2014. – 278 c.
3. “MATLAB Report Generator,” MATLAB. [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/products/matlab-report-generator.html>. [Accessed: 29-Mar-2022].
4. “Linear System Analyzer Overview MATLAB & Simulink.” [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/control/ug/basic-lti-viewer-tasks.html>. [Accessed: 30-Mar-2022].

В.М. Барановський¹, Г.А. Герасимчук², М.Р. Паньків¹, О.О. Герасимчук²

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя¹
Луцький національний технічний університет²

ФУНКЦІОНАЛЬНО-ЛАНКОВА СТРУКТУРНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ РОБОТИ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНИХ МАШИН

На основі теоретичного аналізу розробленої функціонально-ланкової структурної моделі процесу роботи коренезбиральних машин, яку побудовано за блочно-модульним принципом та з застосуванням перетворень Лапласа, отримано математичні моделі, що описують процеси інтенсифікації відокремлення структурних компонентів домішок від коренеплодів, записаних в параметричній і операторній формі. Розроблені залежності, які характеризують коефіцієнт сепарації домішок кожної структурної ланки дозволяють проводити оптимізацію параметрів робочих органів кожного окремого модуля коренезбиральної машини.

Ключові слова: матеріальний баланс, подача, коренеплоди, домішки, структурна ланка, оператор Лапласа, транспортне запізнення, коефіцієнт сепарації.

V. Baranovsky, H. Herasymchuk, M. Pankiv, O. Herasymchuk

FUNCTIONAL-LINK STRUCTURAL MODEL OF THE WORKING PROCESS OF ROOT HARVESTING MACHINES

The efficiency of root harvesting machines is regulated by the quality indicators of their work in accordance with agrotechnical requirements, which primarily include indicators of loss, damage and contamination of dug up root crops with components of soil and plant impurities. The aim of the work is to reduce the amount of free soil and plant impurities in the collected heap by developing and analyzing theoretical prerequisites for the receipt and movement of the dug up heap by the working bodies of root harvesting machines. Based on the theoretical analysis of the developed functional-link structural model of the root harvesting machine operation process, which is built on the block-modular principle and using Laplace transforms, mathematical models were obtained that describe the processes of intensification of the separation of structural components of impurities from root crops, recorded in parametric and operator form. The developed dependencies that characterize the impurity separation coefficient of each structural link allow optimization of the parameters of the working bodies of each individual module of the root harvesting machine.

Keywords: material balance, supply, root crops, impurities, structural link, Laplace operator, transport delay, separation coefficient.

Formulation of the problem. Mostly, the structural and layout diagrams of self-propelled bunker harvesters and root harvesters of the world's leading companies are of the same type and have a similar structure, Fig. 1.

On the frame chassis, which rests on the support wheels, in front of the steered wheels of the machine, a stalk-collecting module is attached to implement a two-stage method of harvesting the stalk and a module for digging up root crops, in the inter-base space of the chassis – a root crop cleaning module and a module for accumulating cleaned root crops from impurities, which, as a rule, is made in the form of a root crop storage hopper and an unloading conveyor, and behind the storage hopper – a power module, or engine. The cabin with the machine controls and working bodies is installed above the front steered wheels of the machine.

The complexity of cleaning the excavated pile is functionally related to the need to separate soil and plant impurities that differ in their physical and mechanical states and properties, which are in a free and bound state relative to root crops [1].

The free state of soil impurities implies the presence of loose loose soil, loose shallow (20...50 mm) and fairly large (up to 100 mm) soil clods, and the free state of plant impurities implies the presence of free tops lost by the top-harvesting machine and plant impurities, or existing weeds. The bound state of impurities is soil adhering to the surface of the root crop body and the remains of the top on the heads of root crops, which remain after cutting off the main mass of the top [2, 3].

Therefore, to ensure the necessary cleaning of the excavated heap, or the quality of the harvested product (no more than 8...10% of impurities relative to the mass of root crops), it is necessary to provide for various types of physical and mechanical interactions and, as a result, multi-criteria options (schemes) for combining different types of cleaners of a rather significant length (8...14 m) and a significant path of

cleaning impurities [4, 5].

The functional scheme of intensification of the process of separating impurities from root crops by the working bodies of root harvesting machines (Fig. 2) provides for three main stages of intensification of the process of cleaning the excavated heap from impurities: the stage of separating structural components of impurities from root crops in the process of digging them out by the working bodies of the root crop digging module; the stage of intensification of the process of separating impurities in the process of moving them by the working bodies of the root crop cleaning module; the stage of separation of free impurities in the process of their movement by the working bodies of the root crop loading or unloading module [6].

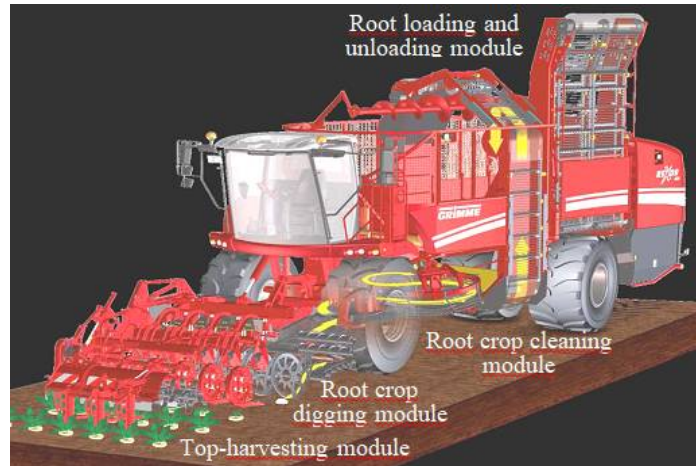


Fig. 1. Modular block diagram of the structure of modern root crop harvesting machines

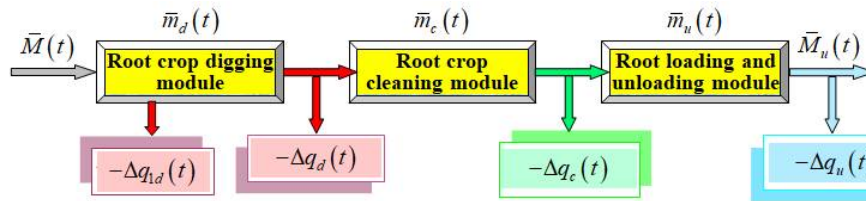


Fig. 2. Functional diagram of the intensification of the process of separation of impurities from root crops by the working bodies of the root harvesting machine

It is known that the flow of the input quantity $\bar{M}_i(t_i)$ of the excavated heap is linearly related to the speed of movement \mathcal{G}_d and the technological parameters (width of the capture, row spacing) of the root harvesting machine, and the flow of the output quantity $\bar{m}_i(t_i)$ of the cleaned heap by the working bodies of each stage satisfies the balance condition taking into account the amount of separated impurity components $\Delta\bar{q}_i(t_i)$ by each stage [7]. Applying the material balance equation of the change in the technological mass flow over time t_i , or the intensification of the process of separation of structural components of impurities from root crops by the working bodies of each stage (Fig. 2), we obtain [8, 9]:

$$\left. \begin{aligned} \bar{m}_d(t_d) &= \bar{M}(t_d) - \Delta\bar{q}_{1d}(t_d) - \Delta\bar{q}_d(t_d); \\ \bar{m}_c(t_c) &= \bar{m}_d(t_d) - \Delta\bar{q}_c(t_c) = \bar{M}(t_d) - \Delta\bar{q}_{1d}(t_d) - \Delta\bar{q}_d(t_d) - \Delta\bar{q}_c(t_c); \\ \bar{M}_u(t_u) &= \bar{m}_c(t_c) - \Delta\bar{q}_u(t_u) = \bar{M}(t_d) - \Delta\bar{q}_{1d}(t_d) - \Delta\bar{q}_d(t_d) - \Delta\bar{q}_c(t_c) - \Delta\bar{q}_u(t_u) \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

where $\bar{M}(t_d)$ is the input amount of the flow of the components of the excavated heap by the working bodies of the root crop digging module; $\bar{m}_d(t_d)$, $\bar{m}_c(t_c)$, $\bar{m}_u(t_u)$ are the output amount of the flow of the components of the cleaned heap, respectively, of each stage; $\Delta\bar{q}_d(t_d)$, $\Delta\bar{q}_c(t_c)$, $\Delta\bar{q}_u(t_u)$ – the separated amount of the flow of impurities by the working bodies, respectively, of the root digging module, the root

cleaning module, the root loading and unloading module; $\Delta\bar{q}_{1d}(t_d)$ – the amount of the lost flow of root crops by the working bodies of the root digging module.

In this case, the differential equations of the material balance of the change in the flow of the heap at each stage according to (1) have the form:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\bar{m}_d}{dt_d} &= \frac{d\bar{M}}{dt_d} - \frac{d\Delta\bar{q}_{1d}}{dt_d} - \frac{d\Delta\bar{q}_d}{dt_d}; \\ \frac{d\bar{m}_c}{dt_c} &= \frac{d\bar{m}_d}{dt_d} - \frac{d\Delta\bar{q}_c}{dt_c} = \frac{d\bar{M}}{dt_d} - \frac{d\Delta\bar{q}_{1d}}{dt_d} - \frac{d\Delta\bar{q}_d}{dt_d} - \frac{d\Delta\bar{q}_c}{dt_c}; \\ \frac{d\bar{M}_u}{dt_u} &= \frac{d\bar{m}_c}{dt_c} - \frac{d\Delta\bar{q}_u}{dt_u} = \frac{d\bar{M}}{dt_d} - \frac{d\Delta\bar{q}_{1d}}{dt_d} - \frac{d\Delta\bar{q}_d}{dt_d} - \frac{d\Delta\bar{q}_c}{dt_c} - \frac{d\Delta\bar{q}_u}{dt_u} \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

Then the last differential equation of the system (2) taking into account the structural components of the impurities is written in the form

$$\frac{d\bar{M}_u}{dt_u} = \frac{d(\bar{m}_1 + \bar{m}_2)}{dt_d} - \frac{d(\Delta\bar{q}_{1d} + \Delta\bar{q}_{sd} + \Delta\bar{q}_{pd})}{dt_d} - \frac{d(\Delta\bar{q}_{sc} + \Delta\bar{q}_{pc})}{dt_c} - \frac{d(\Delta\bar{q}_{su} + \Delta\bar{q}_{pu})}{dt_u}, \quad (3)$$

where \bar{m}_1, \bar{m}_2 – the input mass of roots and impurities that are dug out by the working bodies of the root digging module; $\Delta\bar{q}_{sd}, \Delta\bar{q}_{sc}, \Delta\bar{q}_{su}$ – the separated mass of loose soil, soil clods, soil stuck to the underground part of the roots by the working bodies, respectively, of the root digging module, the root cleaning module, the root loading and unloading module; $\Delta\bar{q}_{pd}, \Delta\bar{q}_{pc}, \Delta\bar{q}_{pu}$ – separated mass of free and bound plant impurities, respectively, of the root crop digging module, the root crop cleaning module, and the root crop loading and unloading module.

It is also known that the technological process of intensification of the separation of structural components of impurities from root crops of a separate stage, or of the root harvesting machine in general, is generally described by a linearized differential equation [9]

$$a_0^{(i)} \frac{d[\Delta\bar{q}_i(t_i)]}{dt_i} = b_0^{(i)} \bar{m}_{i.in}(t_i - \tau_i) - c_0^{(i)} \bar{m}_{i.out}(t_i), \quad (4)$$

where $a_0^{(i)}, b_0^{(i)}, c_0^{(i)}$ – variable coefficients in the function of the parameters of the working bodies of the root harvesting machine, physical and mechanical properties of the soil, root crop yield, etc., which are determined experimentally; $\Delta\bar{q}_i(t_i)$ – separated amount of flow by the working bodies of each stage, kg/s, $i = 1, 2, \dots, n$; τ_i – delay time of flow movement, s; $\bar{m}_{i.in}, \bar{m}_{i.out}$ – input and output amount of pile flow, kg/s.

Based on (4) for any i -th stabilized technological mode of operation of a complex technical system, when the deviations of variable input factors (flows) are insignificant, the technological process of the root harvesting machine is described by a linearized differential equation, i.e.

$$\begin{aligned} a_1^{(d)} \frac{d[\Delta\bar{q}_1(t_d)]}{dt_d} + a_0^{(M)} \frac{d[\Delta\bar{q}_M(t)]}{dt} &= a_1^{(d)} \frac{d[\Delta\bar{q}_1(t_d)]}{dt_d} + a_0^{(d)} \frac{d[\Delta\bar{q}_d(t_d)]}{dt_d} + a_0^{(c)} \frac{d[\Delta\bar{q}_c(t_c)]}{dt_c} + \\ + a_0^{(u)} \frac{d[\Delta\bar{q}_u(t_u)]}{dt_u} &= a_1^{(d)} \frac{d[\Delta\bar{q}_1(t_d)]}{dt_d} + a_{0p}^{(d)} \frac{d[\Delta\bar{q}_{pd}(t_d)]}{dt_d} + a_{0p}^{(d)} \frac{d[\Delta\bar{q}_{pc}(t_c)]}{dt_c} + \\ + a_{0p}^{(c)} \frac{d[\Delta\bar{q}_{pc}(t_c)]}{dt_c} + a_{0p}^{(u)} \frac{d[\Delta\bar{q}_{pu}(t_u)]}{dt_u} &= b_0^{(M)} \bar{M}(t - \tau_d) - c_0^{(d)} \bar{m}_d(t_d) + \\ + b_0^{(d)} \bar{m}_d(t_d - \tau_c) - c_0^{(c)} \bar{m}_c(t_c) + b_0^{(c)} \bar{m}_c(t_c - \tau_u) - c_0^{(u)} \bar{m}_u(t_u) &+ b_0^{(u)} \bar{m}_u(t_u - \tau_u) - c_0^{(u)} \bar{M}_u(t_u) \end{aligned} \quad (5)$$

where $a_1^{(d)}, a_0^{(M)}, a_0^{(d)}, a_0^{(c)}, a_0^{(u)}, a_{0p}^{(d)}, a_{0p}^{(c)}, a_{0p}^{(u)}, b_0^{(M)}, b_0^{(d)}, b_0^{(c)}, b_0^{(u)}, c_0^{(d)}, c_0^{(c)}, c_0^{(u)}$ are variable coefficients in the function of the parameters of the working bodies, respectively, the root

digging module, the root cleaning module, the root loading and unloading module, the physical and mechanical properties of the soil, the yield of root crops, etc., which are determined experimentally; τ_d , τ_c , τ_u – the time delay of the pile movement during the work process, which occurs due to the accumulation, compaction, displacement, etc. of technological masses in the working area, respectively, the root crop digging module, the root crop cleaning module, the root crop loading and unloading module.

To solve linear differential equations (2)-(5), we will use a method based on transforming a real variable function into a complex variable function. In this case, the functional transformation method allows us to replace linear differential equations with algebraic ones.

To move from a real variable function to a complex variable function, we use the direct and inverse Laplace transform, which in the general case is described by the equations [10]

$$W(s) = \int_0^{\infty} f(t)e^{-st} dt; f(t) = \frac{1}{2\pi j} \int_{c-i\infty}^{c+i\infty} W(s)e^{-st} ds, \quad (6)$$

where $s = c + i\varepsilon$ is a complex variable, or the Laplace operator (function); c , ε are real variables of the original (function) $f(t) \leq c\varepsilon^{\alpha}$, $c > 0$, $\alpha \geq 0$, $t > 0$, $W_{\alpha j}(s) \rightarrow 0$, $c = \text{Re } s \rightarrow \infty$, $s > \alpha$, $\varepsilon \in R$.

Analysis of recent research and publications. Analysis of scientific works [11-14] showed that the main attention of the authors was paid to the implementation of stationary processes of cleaning the heap from general impurities. At the same time, the processes that describe the separation of individual structural components of impurities at the theoretical level by the working bodies of each individual structural module and the root-collecting machine in general are not fully disclosed and without taking into account the technological features and operating conditions of the harvesting units.

Therefore, the choice of methodology and calculation of rational parameters of the working bodies of the structural modules of root-collecting machines must be carried out on the basis of the implementation of models that take into account the change in technological flows of the excavated heap, taking into account the separated flow of structural components of impurities [15].

Setting tasks. The aim of the work is to study the process of intensification of the separation of structural components of impurities from root crops by developing a mathematical model that describes the functional relationships of the processes of cleaning the excavated heap by the working bodies of the structural modules and the root harvesting machine as a whole.

Presentation of the main material. To solve the differential equations (2)-(5), which describe the processes of intensification of the separation of structural components of impurities from root crops, a formalized structural-functional model of the serial connection of elementary links (structural modules) of the root harvesting machine was developed (Fig. 3) and which was built according to the scheme in Fig. 2. It should be emphasized that the degree of intensification of the separation of impurities generally depends on a certain weight volume capacity and the time of the heap on the working surfaces of each structural module of the root harvesting machine [16].

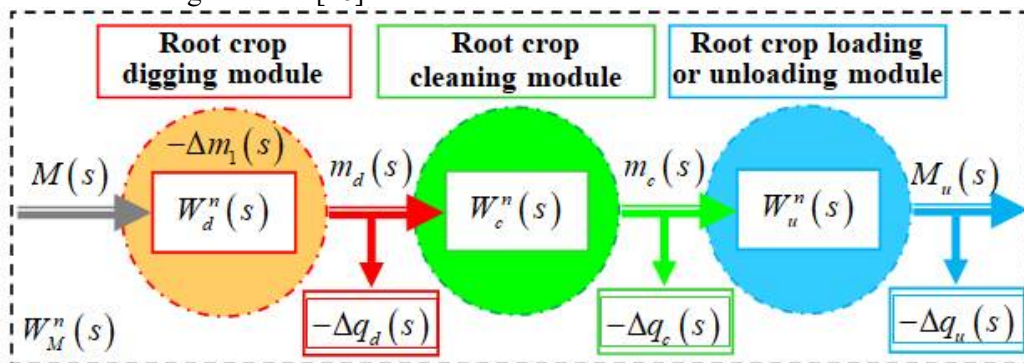


Fig. 3. Structural-functional model of the connection of links (modules) of the root harvesting machine

According to Fig. 3, we denote the transfer function of the serial connection of structural links (modules) of the root harvesting machine by $W_M^n(s)$ and which can be written as the product (\mathcal{L}) of

analytical transfer functions $W_i^n(s)$

$$W_M^n(s) = \prod_{i=1}^n W_i^n(s); W_i^n(s) = \frac{m_{out.i}(s)}{m_{in.i}(s)} = \frac{1}{T_i s + 1}, \quad (7)$$

where $m_{out.i}(s)$, $m_{in.i}(s)$ are the Laplace representations of the output and input values of the corresponding module of the root harvesting machine; T_i is the time constant corresponding to the module of the root harvester.

The time the heap is on the working surfaces of each module of the root harvester, or the time constant T_i , is defined as the ratio of the throughput P_i of the module to the corresponding amount of the processed input flow $m_{in.i}(s)$ of the heap

$$\left. \begin{aligned} T_d &= \frac{P_d}{M(t)} = \frac{P_d}{m_1(t) + m_2(t)}; \\ T_c &= \frac{P_c}{m_c(t_c)} = \frac{P_c}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t_d) - \Delta q_d(t_d)}; \\ T_u &= \frac{P_u}{m_u(t_c)} = \frac{P_u}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t_d) - \Delta q_d(t_d) - \Delta q_c(t_c)}; \\ T_M &= \frac{P_M}{M(t)} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i}{M(t)} = \frac{P_d + P_c + P_u}{m_1(t) + m_2(t)} \end{aligned} \right\}, \quad (8)$$

where T_d , T_c , T_u , T_M – respectively, the time of the heap on the working surfaces, or the time constant of the corresponding module of the system as a whole, s; P_d , P_c , P_u , P_M – weight capacity of the corresponding module and the system as a whole, kg.

After substituting the value of the time constant T_i from (8) into system (7), we obtain the equation of the transfer function in operator form for each module and the root-collecting machine as a whole

$$\left. \begin{aligned} W_u^n &= \frac{m_u(s)}{m_c(s)} = \frac{1}{T_u s + 1} = \left\{ \left[\frac{P_u}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t_d) - \Delta q_d(t_d) - \Delta q_c(t_c)} \right] s + 1 \right\}^{-1}; \\ W_M^n(s) &= [W_d^n(s)] \cdot [W_c^n(s)] \cdot [W_u^n(s)] = \left[\frac{1}{T_d s + 1} \right] \cdot \left[\frac{1}{T_c s + 1} \right] \cdot \left[\frac{1}{T_u s + 1} \right] = \\ &= \left\{ \left[\frac{P_d}{m_1(t) + m_2(t)} \right] s + 1 \right\}^{-1} \times \left\{ \left[\frac{P_c}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t_d) - \Delta q_d(t_d)} \right] s + 1 \right\}^{-1} \times \\ &\times \left\{ \left[\frac{P_u}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t_d) - \Delta q_d(t_d) - \Delta q_c(t_c)} \right] s + 1 \right\}^{-1} \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

Then the differential equations of system (9), which describe the functional process of intensification of separation of impurity components from root crops by the root crop digging module, the root crop cleaning module, the root crop loading and unloading module and the root harvesting machine in general with the transport delay of the pile movement along their working bodies in the classical (time) form and according to (5), will have the form

$$\left. \begin{aligned} \left(\frac{P_d}{m_1(t) + m_2(t)} \right) \frac{d[m_d(t_d)]}{dt_d} &= M(t - \tau_d) - m_d(t_d); \\ \left(\frac{P_c}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t_d) - \Delta q_d(t_d)} \right) \frac{d[m_c(t_c)]}{dt_c} &= m_d(t_d - \tau_c) - m_c(t_c); \\ \left(\frac{P_u}{m_1(t) + m_2(t) - \Delta q_1(t_d) - \Delta q_d(t_d) - \Delta q_c(t_c)} \right) \frac{d[m_u(t_u)]}{dt_u} &= m_c(t_c - \tau_u) - m_u(t_u); \\ \left(\frac{P_d + P_c + P_u}{m_1(t) + m_2(t)} \right) \frac{d[M_u(t_u)]}{dt_u} &= M(t - \tau_M) - M_u(t_u) \end{aligned} \right\}, \quad (10)$$

Based on the identification of the root harvesting machine development process [17], a formalized structural and functional model of the process of intensification of the separation of impurity components from root crops by working bodies was constructed, Fig. 4. The formalized functional model provides for a branching node of the structural links of the root harvesting machine modules into separate elementary links of general soil and plant impurities of the heap, which in turn branch into structural sub-links, respectively: free and adhered soil, soil lumps; free plant impurities and residues of the tip on the heads of root crops. It is necessary to emphasize that the degree of intensification of the separation of impurities from root crops depends not only on a certain weight capacity of each module and the time the heap is on their working surfaces, but also on the coefficient that takes into account the degree of reduction of the output flow of the technological mass of the heap relative to its input flow.

The coefficient that takes into account the degree of reduction of the output flow of the technological mass of the heap relative to its input flow of each module and the root harvesting machine in general from the point of view of controlled dynamic systems is the amplification coefficient, which we characterize as the coefficient of technological efficiency of each module and the root harvesting machine in general and which we denote by $K_i = m_{out.i}(t) / m_{in.i}(t)$ [18].

Then the coefficient of technological efficiency of each module and the root harvesting machine in general, taking into account (1)-(3), is determined by the relation

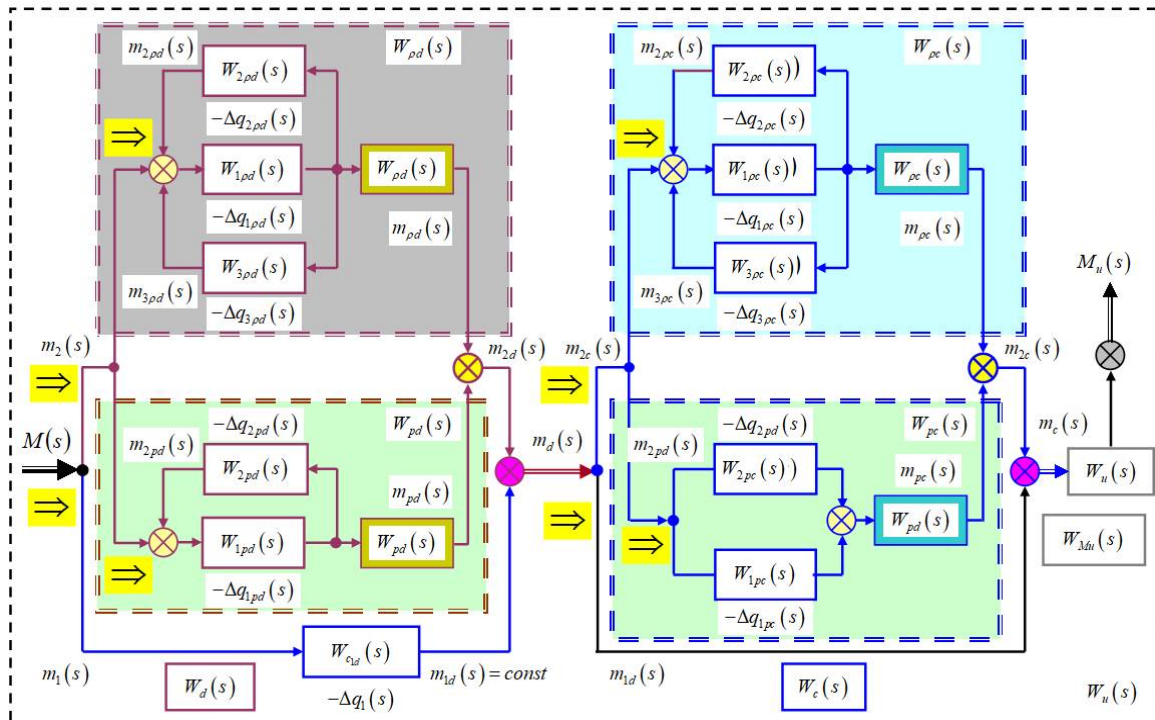


Fig. 4. Structural and functional model of the process of intensification of the separation of impurity components from root crops by the working bodies of the root harvesting machine

© В.М. Барановський, Г.А. Герасимчук, М.Р. Паньків, О.О. Герасимчук

$$\left. \begin{aligned} K_d &= \frac{m_d(t_d)}{M(t)} = \frac{M(t) - \Delta q_1(t_d) - \Delta q_d(t_d)}{M(t)} = 1 - \frac{\Delta q_1(t_d) + \Delta q_d(t_d)}{M(t)}; \\ K_c &= \frac{m_c(t_c)}{m_d(t_d)} = \frac{m_d(t_d) - \Delta q_c(t_c)}{m_d(t_d)} = 1 - \frac{\Delta q_c(t_c)}{m_d(t_d)}; \\ K_u &= \frac{M_u(t_u)}{m_c(t_c)} = \frac{m_c(t_c) - \Delta q_u(t_u)}{m_c(t_c)} = 1 - \frac{\Delta q_u(t_u)}{m_c(t_c)}; \\ K_M &= \frac{M_u(t_u)}{M(t)} = \frac{M(t) - \Delta q_1(t_d) - \Delta q_d(t_d) - \Delta q_c(t_c) - \Delta q_u(t_u)}{M(t)} = \\ &= 1 - \frac{\Delta q_1(t_d) + \Delta q_d(t_d) + \Delta q_c(t_c) + \Delta q_u(t_u)}{M(t)} \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

In this case:

- taking into account the dynamic processes (properties) of the controlled dynamic system - the presence of moving masses, or the inertia of the process of moving the heap flows along the working bodies of the modules, their links, which branch into parallel sublimes in the direction of branching (division) \Rightarrow, \Leftarrow (Fig. 4) will be represented in the form of an aperiodic link of the 1st order (inertial link), which we will denote by P;

- taking into account the presence of branching of the links, or parallel connection of structural sublimes, their transfer function $W_i^P(s)$ is determined as the sum of the transfer functions of the sublimes that form this connection;

- taking into account the presence of positive feedback (in the $W_{pd}(s)$ link, the $W_{1pd}(s)$ sublime is covered in the form of feedback by the $W_{2pd}(s)$ and $W_{3pd}(s)$ sublimes, in the $W_{pd}(s)$ link, the $W_{1pd}(s)$ sublime is covered by the $W_{2pd}(s)$ sublime, in the $W_{pc}(s)$ link, the $W_{1pc}(s)$ sublime is covered by the $W_{2pc}(s)$ and $W_{3pc}(s)$ sublimes), their transfer function will be represented in the form of $W_{iz}(s)$;

- taking into account the delay of the movement of technological masses in time τ_i , the transfer function in the operator form for the transformation of technological flows $m_i(t)$ of each module and the root-picking machine as a whole, which we will denote by $W_i(s)$, can be represented as the product of the analytical transfer function of the aperiodic link of the 1st order and the analytical transfer function of the link with transport delay, which we will denote by $W_{del.i}(s) = e^{-s\tau_i}$.

Accordingly, we have:

$$W_i^P(s) = \frac{m_{oup.i}}{m_{in.i}} = \frac{K_i}{T_i s + 1}; \quad W_i(s) = \sum_{i=1}^z W_i^P(s), \quad i = 1, 2, \dots, z; \quad W_{iz}(s) = \frac{W_{1i}(s)}{1 + W_{1i}(s) \cdot W_{2i}(s)}; \quad (12)$$

$$W_i(s) = \frac{m_{oup.i}}{m_{in.i}} = W_i^P(s) \cdot W_{del.i} = \frac{K_i}{T_i s + 1} e^{-s\tau_i}. \quad (13)$$

Substituting the values of the coefficient of technological efficiency of work K_i (11) and the time constant T_i (8) of each module and the root-harvesting machine as a whole and taking into account the identity (13), we obtain the equation of the transfer function $W_i(s)$ and the differential equation with transport delay in operator form:

- for the structural transport link of the root digging module

$$W_d(s) = \frac{m_d(s)}{M(s)} = \frac{W_{1\rho d}(s) \cdot W_{3\rho d}(s)}{1 + W_{1\rho d}(s) \cdot [W_{2\rho d}(s) + 1]} + \frac{W_{1\rho d}(s)}{1 + W_{1\rho d}(s) \cdot W_{2\rho d}(s)} + W_{c_{1d}}(s) = \frac{K_d}{T_d s + 1} e^{-s\tau_d}, \quad (14)$$

or

$$m_d(s) \left[\frac{P_d}{m_1(t_d) + m_1(t_d)} s + 1 \right] = M(s) \left[1 - \frac{\Delta q_1(t_d) + \Delta q_d(t_d)}{M(t)} \right] e^{-s\tau_d}; \quad (15)$$

- for the structural transport link of the root cleaning module

$$W_c(s) = \frac{m_c(s)}{m_d(s)} = \frac{W_{1\rho c}(s) \cdot W_{3\rho c}(s)}{1 + W_{1\rho c}(s) \cdot [W_{2\rho c}(s) + 1]} + W_{1\rho c}(s) + W_{2\rho c}(s) + W_{d_{1d}}(s) = \frac{K_c}{T_c s + 1} e^{-s\tau_c}, \quad (16)$$

or

$$m_c(s) \left[\frac{P_c}{m_1(t_d) + m_1(t_d) - \Delta q_1(t_d) - \Delta q_d(t_d)} s + 1 \right] = m_d(s) \left[1 - \frac{\Delta q_d(t_d) + \Delta q_c(t_c)}{m_d(t_d)} \right] e^{-s\tau_c}; \quad (17)$$

- for the structural transport link of the module for loading and unloading root crops

$$W_u(s) = \frac{M_u(s)}{m_c(s)} = W_{\rho u}(s) + W_{pu}(s) + W_{c_{1d}}(s) = \frac{K_u}{T_u s + 1} e^{-s\tau_u}, \quad (18)$$

or

$$M_u(s) \left[\frac{P_u}{m_1(t_d) + m_1(t_d) - \Delta q_1(t_d) - \Delta q_d(t_d) - \Delta q_c(t_c)} s + 1 \right] = m_c(s) \left[1 - \frac{\Delta q_u(t_u) + \Delta q_d(t_d)}{m_c(t_c)} \right] e^{-s\tau_u}; \quad (19)$$

- for the root-harvesting machine as a whole

$$\begin{aligned} W_M(s) &= \frac{M_u(s)}{M(s)} = W_d(s) \cdot W_c(s) \cdot W_u(s) = \\ &= \left[\frac{W_{1\rho d}(s) \cdot W_{3\rho d}(s)}{1 + W_{1\rho d}(s) \cdot [W_{2\rho d}(s) + 1]} + \frac{W_{1\rho d}(s)}{1 + W_{1\rho d}(s) \cdot W_{2\rho d}(s)} + W_{c_{1d}}(s) \right] \times \\ &\times [W_{\rho c}(s) + W_{pc}(s)] \times \left[\frac{W_{1\rho d}(s) \cdot W_{3\rho d}(s)}{1 + W_{1\rho d}(s) \cdot [W_{2\rho d}(s) + 1]} + W_{1\rho c}(s) + W_{2\rho c}(s) + W_{d_{1d}}(s) \right] \times \\ &\times [W_{\rho u}(s) + W_{pu}(s) + W_{d_{1d}}(s)] = \frac{K_M}{T_M s + 1} e^{-s\tau_M} \end{aligned} \quad (20)$$

or

$$M_u(s) \left[\frac{P_d + P_c + P_u}{m_1(t_d) + m_1(t_d)} s + 1 \right] = M(s) \left[1 - \frac{\Delta q_{1d}(t) + \Delta q_d(t_d) + \Delta q_c(t_c) + \Delta q_u(t_u)}{M(t)} \right] e^{-s\tau_M}; \quad (21)$$

A comprehensive assessment of the parameters of each module and the root harvesting machine as a whole, or the corresponding coefficient of technological efficiency K_i , the time constant T_i and the delay time τ_i of the flow of technological masses allows for a deeper and more detailed analysis of the technological process of intensification of the separation of impurities from the excavated heap and optimization of the structural and kinematic parameters and modes of operation of the working bodies of the root harvesting machine.

Conclusions. Increasing the technological efficiency of root harvesting machines is achieved by additional intensification of the processes of cleaning root crops from impurities through constructive development and optimization of the parameters of the working bodies of modular systems.

To implement the process of intensification of the separation of structural components of impurities from root crops, a functional-link structural model has been developed, which combines the sequence of

constructive placement of N working modules and the sequence of performing technological stage-by-stage n operations of the process of separating impurities from root crops in difficult operating conditions of root harvesting machines. A method for developing a mathematical model is proposed, which functionally describes the step-by-step process of separating structural components of impurities from root crops depending on the time of presence of the constituent components of impurities on the working bodies of each module and the root harvesting machine as a whole.

References

1. Барановський В. М. Механіко-технологічні основи розроблення адаптованих коренезбиральних машин : дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук : 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / Барановський Віктор Миколайович. Тернопіль, 2013. 401 с.
2. Волоха М. П. Підвищення якості цукросировини шляхом інтенсифікації очищення коренеплодів при їх викопуванні. Наукові горизонти. 2020. № 9 (94). С. 18 – 24.
3. Mindin R.D. Calculation of mass descriptions of root crops. Proc. First. at. Cong. Appl. Mech. Chicago. 2003. P. 25 – 30.
4. Герасимчук Г.А. Основи розроблення робочих органів комбінованих систем коренезбиральних машин : монографія / Г.А. Герасимчук, В.М. Барановський, А.Ю. Виговський, М.В. Потапенко, О.Ю. Скальський. К. : ЦП Компринт, 2016. 286 с.
5. Baranovskiy V., Pankiv M., Dubchak N. Experimental research of stripping the leaves from root crops. Acta Technologica Agriculturae. Nitra : Slovaca Universitas Agriculturae Nitriae. 2017. Vol. 20. Is. 3 (Sep 2017). P. 69 – 73.
6. Барановський В.М., Паньків М.Р., Герасимчук Г.А. Обґрунтування основних параметрів комбінованого однодискового копача коренеплодів. Зб. наук. праць Вінницького націон. аграр. ун-ту. Серія: Технічні науки. Вінниця : ВНАУ, 2011. № 6. С. 29 – 36.
7. Пришляк В.М. Дослідження особливостей механізованого збирання кормових буряків і наукові основи поліпшення цього процесу : електронний ресурс : <http://repository.vsau.org/getfile.php/3636.pdf>
8. Адамчук В.В., Баранов Г.Л., Барановський О.С. Сучасні тенденції розвитку сільськогосподарської техніки. К. : Аграрна наука, 2004. 396 с.
9. Pankiv Maria. Method of step-by-step development of a mathematical model of the process of separating impurities from root crops / Maria Pankiv, Mykola Pidhurskvi, Mykhailo Pylvpets, Andrii Babii, Myroslav Burda. Scientific Journal of TNTU. Tern.: TNTU, 2021. Vol. 104. No 4. P. 74 – 86.
10. Wei Z., Li H., Sun C., Li X., Su G., Liu W. Design and experiment of potato combined harvester based on multi-stage separation technology. Nongye Jixie Xuebao. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery. 2019. Vol. 50 (1). P.129 – 140.
11. Voytyuk V., Olijnyk E. Trends in the constructive improvement of combined purifiers of the hulls of root crops chicory. Innovative solutions in modern science. 2019. No. 8(35). P. 16 – 30.
12. Невко R.B., Tkachenko I.G., Synii S.V., Flonts I.V. Development of design and investigation of operation processes of small-scale root crop and potato harvesters. INMATEH : Agricultural Engineering. 49/2. 2016. p. 53 – 60.
13. Барановський В.М. Конструктивно-технологічні принципи адаптації транспортно-очисного комбінованого робочого органу коренезбиральних машин. Сільськогосподарські машини. 2013. № 13. С. 18 – 24.
14. Труханська О.О. Комбінована транспортно-очисна система вороху коренезбиральних машин : монографія / О.О. Труханська, В.М. Барановський, М.Р. Паньків, А.Ю. Виговський. К.: ЦП «Компринт», 2017. 248 с.
15. Pankiv M.R., Tesluk V.V., Baranovskij V.M. Investigation of the structural model of adapted machine for harvesting root crops. Innovative solutions in modern science. 2016. No. 8(8).P. 70 – 80.
16. Kozachenko O., Pahuchiv A. Modeling of interaction with plants linseed occupancy drum ТЕКА. An International quarterly journal on motorization, Vehicle operation, energy efficiency and mechanical engineering. 2019. Vol. 19. No. 1. P. 59 – 64.
17. Baranovsky V.M., Potapenko M.V. Theoretical analysis of the technological feed of lifted root crops. INMATEH – Agricultural Engineering. 2017. Vol. 51(1). С. 29 – 38.
18. Yablonskyi P., Volokha M., Rogovskii I. et al. Modelling of transportation process in technological complex of beet harvesting machines. Journal of Engineering Sciences. 2023. Vol. 10. No 2. P. F1 – F9.

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕННЯ ТА ПОДАННЯ СТАТЕЙ

Стаття надсилається до редакції збірника у паперовому варіанті з підписами авторів на адресу: 43018, м. Луцьк, вул. Львівська 75, Луцький НТУ; в електронному вигляді у форматі MS WORD– на електронну адресу: naukovi_notatki@lutsk-ntu.com.ua. Обидва варіанти повинні бути ідентичними.

Наукова стаття обов'язково повинна мати наступні необхідні елементи: постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор, виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття; формулювання цілей статті; виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших досліджень у даному напрямку.

1. **Статтю можна подавати українською або англійською мовою.** Стаття повинна бути набрана у текстовому редакторі не нижче MS WORD 97/03 і надрукована тільки на лазерному або струйному принтері на білих листах формату А4 (297x210 мм). Нумерацію сторінок не виконувати. Обсяг статті від 4-9 сторінок.
2. Параметри сторінки: верхнє, нижнє та ліве поле – 2 см, праве поле 2,5 см. Від краю до колонтитула верхнього – 1,25 см, нижнього – 1,25 см.
3. Шапка статті: індекс УДК, ініціали та прізвища авторів розміщується на один абзац нижче шрифтом 11 пт, назва організації – набираються з нового рядка шрифтом Time New Roman Cyr розміром 11 пт з одинарним міжрядковим інтервалом і вирівнюються по центру. Назва статті розміщується на один абзац нижче назви організації, набирається шрифтом Time New Roman Cyr розміром 11 пт з напівжирним виділенням і вирівнюється по центру.
4. **Анотації** українською та англійською мовами набираються з абзацного відступу шрифтом Time New Roman Cyr розміром 9, курсив, напівжирний 300-500 друкованих знаків з одинарним міжрядковим інтервалом і вирівнюються по ширині; англійською мовами розширена анотація 700-1000 друкованих знаків.
5. Нижче анотацій обов'язково вказуються ключові слова шрифтом Time New Roman Cyr, курсив, напівжирний 9 пт.
6. Основний текст розміщується на 1 см нижче анотацій, набирається з абзацного відступу 1 см шрифтом Time New Roman Cyr розміром 11 пт з одинарним міжрядковим інтервалом і вирівнюється по ширині.
7. Для набірання формул застосовувати редактор формул MS WORD (використовувати шрифти: Symbol, Time New Roman Cyr; розміри шрифтів: звичайний 12 пт, крупний індекс 7 пт, дрібний індекс 5 пт, крупний символ 18 пт, дрібний символ 12 пт). Формула вирівнюється по центру і не повинна займати більше 5/6 ширини рядка.
8. Якщо в статті присутні ілюстрації, необхідно розташовувати їх по тексту, вирівнюючи підписи (*Рис. 1. Схема ...*) по ширині з абзацного відступу 1 см. Другий екземпляр ілюстрації необхідно подати на окремому листі. Ілюстрації повинні бути чіткими та контрастними.
9. Таблиці розташовувати по тексту, причому їх ширина повинна бути на 1 см менша ширини рядка. Над таблицею поставити її порядковий номер (*Табл. 1*) вирівнюючи по правому краю, під яким розмістити назву таблиці вирівнюючи по центру.

10. Література подається загальним списком в кінці рукопису згідно з вимогами державного стандарту через 1 см від останнього рядка.
11. **Обов'язково** подати статтю. на лазерному диску. Статті можна також пересилати електронною поштою за такою адресою: **naukovi_notatki@lutsk-ntu.com.ua**
12. До статті **обов'язково** додається **рецензія від** провідного вченого за науковим спрямуванням статті та **авторська довідка** у письмовому та електронному вигляді за вказаною формою:

Прізвище, Ім'я, По-батькові

Місце роботи, посада, науковий ступінь, вчене звання

Наукові інтереси, ORCID

Назва статті та особисті підписи усіх авторів

Адреса для листування, телефон, e-mail, контактну особу

14. В кінці статті обов'язково вказуються ПІБ, посаду, науковий ступінь, вчене звання рецензента статті.
15. Рукописи, що не відповідають вище вказаним вимогам, не розглядаються і до друку не приймаються.

ЗРАЗОК ОФОРМЛЕННЯ СТАТТІ

УДК: 620.179.16

І.І. Іванов¹, П.П. Петров²

*Луцький національний технічний університет¹
Тернопільський національний технічний університет²*

**НАБЛИЖЕНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ОСІ КОНОЇДА, ПРЕДСТАВЛЕНОГО ДИСКРЕТНИМ
КАРКАСОМ ТВІРНИХ**

*Розроблено алгоритм наближеного визначення осі коноїда, представленого дискретним каркасом
спільних твірних.*

Ключові слова: вісь коноїда, дискретний каркас, твірна.

I. Ivanov, P. Petrov

**AXIS APPROXIMATE DEFINITION OF CONOID DESCRIBED BY THE SET OF
STRAIGHT LINES**

*The algorithm of axis approximate definition of conoid described by the set of straight lines is made. The approximate
conoid axis is a line. Conoid is created by straight lines.*

Keywords: conoid axis, discretely carcass of straight lines.

Постановка проблеми. На коноїді, представленому дискретним каркасом.....

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Наскільки відомо автору з.....

Постановка завдань. В роботі поставлено мету – розробити алгоритм.....

Викладення основного матеріалу. Для наближеного визначення осі використовувалася така властивість коноїдів: усі твірні поверхні перетинають її вісь [1].

формула (1)

Рисунок

Рис. 1. Назва рисунка

Назва таблиці

Табл. 1.

Висновки. В статті розроблено алгоритм наближеного....

Список використаних джерел:

ШБ, посада, науковий ступінь, вчене звання рецензентів статті.

Ціна договірна

Міжвузівський збірник наукових праць «Наукові нотатки» за галузями знань «Фізико-математичні науки» та «Технічні науки».

Комп'ютерний набір та верстка: О.Д. Клименко

Наклад 300 прим.

Веб-сайт збірника:

http://eforum.lntu.edu.ua/index.php/naukovi_notatky

Довідки за e-mail: naukovi_notatki@lutsk-ntu.com.ua

Рекомендовано до друку Вченою радою Луцького національного технічного університету, протокол № 9 від 16 травня 2025 р.

Свідоцтво Державної реєстраційної служби України серія КВ, № 15901-4373ПР від 13.11.2019 р.

ISSN: 24-15-39-66

Відділ іміджу та промоції Луцького національного технічного університету
43018, м. Луцьк, вул. Львівська, 75

© Луцький національний технічний університет, 2025 р.