

**М. М. ТКАЧУК, І. П. ГРЕЧКА, В. І. СЕРИКОВ, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, В. С. ВЕЙЛЕР, М. А. ТКАЧУК,
О. С. ЛЬОЗНИЙ, Г. В. ТКАЧУК, А. О. ЗАРУБІНА, А. М. КОБА**

**АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КОНТАКТУЮЧИХ ЕЛЕМЕНТІВ
ГІДРОПЕРЕДАЧ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНИХ ТАНКОВИХ ТРАНСМІСІЙ ЗА ВАРІЮВАННЯ
ТА ЗБУРЕННЯ ФОРМИ ПОВЕРХОНЬ ТА ВЛАСТИВОСТЕЙ МАТЕРІАЛІВ ТІЛ**

У статті описано дослідження напружено-деформованого стану і контактної взаємодії елементів гідропередач для перспективних танкових трансмісій. При цьому варіюється форма бігової доріжки та кулькового поршня радіальної гідрооб'ємної передачі, а також жорсткість поверхневих шарів цих елементів. Спостерігається зміна форми та розмірів області контакту поршня та бігової доріжки гідрооб'ємної передачі. Разом із тим змінюється розподіл контактної тиску, його характер та максимальні значення. Установлено, що за певних варіантів конструктивного виконання овальна форма області контакту трансформується у скруглений прямокутник, гантелевидну фігуру або у дві ізольованих області. У свою чергу, це чинить значний вплив на напружено-деформований стан кулькового поршня та статорного кільця гідрооб'ємної передачі. Шляхом варіювання зазначених параметрів установлені залежності від них характеристик міцності. Такі закономірності є основою для обґрунтування прогресивних технічних рішень гідрооб'ємних передач за критеріями міцності, довговічності та навантажувальної здатності. Розроблена параметрична модель має властивість розширення на різні інші параметри. Це дає можливість формувати спеціалізовані бази даних. У цих базах концентрується інформація про залежність характеристик міцності гідрооб'ємних передач від тих чи інших параметрів. Відповідно, можливе розв'язання оберненої задачі про обґрунтування раціональних технічних рішень гідрооб'ємних передач. Розроблений підхід може бути розповсюджений на широкий клас елементів конструкцій.

Ключові слова: контактна взаємодія; напружено-деформований стан; проміжний шар; гідрооб'ємна передача; контактний тиск; область контакту

**М. М. ТКАЧУК, І. ГРЕЧКА, В. СІЕРЬКОВ, А. ГРАБОВСЬКИЙ, В. ВЕЙЛЕР,
М. А. ТКАЧУК, О. ЛОЗНИЙ, Г. ТКАЧУК, А. ЗАРУБІНА, Г. КРОТЕНКО, А. КОБА**

**ANALYSIS OF THE STRESS-STRAIN STATE OF CONTACTING ELEMENTS OF HYDRAULIC
TRANSMISSIONS FOR ADVANCED TANK TRANSMISSIONS UNDER VARIATION AND
PERTURBATION OF THE SHAPE OF SURFACES AND PROPERTIES OF BODY MATERIALS**

The paper describes the study of the stress-strain state and of the contact interaction of hydraulic transmission elements for advanced tank transmissions. The shape of the treadmill and the ball piston of the radial hydraulic volume transmission, as well as the stiffness of the surface layers of these elements, are varied. A change in the shape and size of the contact area between the piston and the raceway of the hydrovolumetric transmission is observed. At the same time, the distribution of contact pressure, its nature, and maximum values change. It has been established that in certain design variants, the oval shape of the contact area is transformed into a rounded rectangle, a dumbbell-shaped figure, or two isolated areas. This, in turn, has a significant impact on the stress-strain state of the ball piston and stator ring of the fluidized bed transmission. By varying these parameters, the dependence of strength characteristics on them was established. Such regularities are the basis for substantiating advanced technical solutions for hydraulic volumetric gears in terms of strength, durability, and load capacity. The developed parametric model has the property of being extended to various other parameters. This makes it possible to create specialized databases. These databases concentrate information on the dependence of the strength characteristics of hydraulic-volume gears on certain parameters. Accordingly, it is possible to solve the inverse problem of substantiating rational technical solutions for hydraulic gears. The developed approach can be extended to a wide class of structural elements.

Keywords: contact interaction; stress-strain state; intermediate layer; hydrovolume transmission; contact pressure; contact area

Вступ. Елементи конструкцій сучасних машин військового та цивільного призначення (МВЦП) зазвичай працюють в умовах високих контактних навантажень. При цьому на етапі їх створення дослідження міцності здійснюються із застосуванням традиційних моделей контакту тіл номінальної форми. Проте реальні елементи конструкцій мають відхилення від таких моделей, які зумовлені проектно-технологічними чинниками: макровідхилення форми, шорсткість поверхонь, зміцнення тощо. Такі збурення номінальних параметрів чинять значний вплив на розподіл контактної тиску між елементами МВЦП, проте традиційні методи дослідження напружено-деформованого стану (НДС) контактуючих тіл не дають можливість урахувати такі чинники повною мірою, сукупно та вичерпно. Для усунення протиріччя, що склалося, у роботі пропонується напіваналітичний метод, який базується на розвиткові варіаційних принципів та гранично-елементної дискретизації. Створювані моделі дають можливість урахувати закономірності впливу збурень форми та властивостей поверхневих шарів контактуючих тіл на НДС. Отже, стає можливим обґрунтування сприятливих збурень за критеріями міцності. Такі моделі та методи пропонуються у роботі, а на їх основі – здійснення

досліджень елементів МВЦП задля забезпечення світового рівня їх технічних і тактико-технічних характеристик (ТТТХ).

Проблема, що вирішується – визначення впливу варіювання проектно-технологічних параметрів на контактну взаємодію та міцність контактуючих елементів конструкцій МВЦП на прикладі гідропередач із кульковими поршнями. На цій основі визначаються рекомендації щодо обґрунтування таких технічних рішень, які забезпечують світовий рівень ТТТХ вітчизняних МВЦП. Натепер відсутні підходи, моделі та методи розв'язання подібних задач, які одночасно поєднують високу точність та оперативність досліджень. Відповідно, не установлені закономірності впливу варіювання форми та властивостей матеріалів елементів високонавантажених МВЦП на їх НДС. У свою чергу, це стоїть на заваді обґрунтування технічних рішень, які дають можливість досягати та перевершувати світовий рівень ТТТХ цих машин.

Натепер склалася ситуація, для якої характер-

© М. М. Ткачук, І. П. Гречка, В. І. Сериков, А. В. Грабовський, В. С. Вейлер, М. А. Ткачук, О. С. Льозний, Г. В. Ткачук, А. О. Зарубіна, А. М. Коба, 2024

ним є те, що традиційні технічні рішення не дають можливості відчутного поліпшення ТТТХ МВЦП. Тому без розроблення нових проривних проектно-технологічних методів зміцнення неможливо вирішити актуальні і важливі проблеми, що сформовані у машинобудуванні, матеріалознавстві, озброєнні та військовій техніці.

Зокрема, це стосується гідропередач для оснащення перспективних танкових трансмісій, зубчастих приводів нагнітачів повітря унікальних вітчизняних двотактних танкових двигунів із поршнями, що рухаються зустрічно, торсіонних валів систем підресорювання, зубчастих передач, а також інших елементів конструкцій машин військового та цивільного призначення, що перебувають у контактній взаємодії [1–5].

Форма поверхонь та властивості матеріалів цих контактуючих елементів чинять визначальний вплив на їх напружено-деформований стан, міцність та навантажувальну здатність.

У попередніх дослідженнях [1] здійснено розроблення та удосконалення моделей та методів аналізу контактної взаємодії контактуючих складнопрофільних тіл. На цій основі можливе удосконалення цих моделей і методів, а також їх адаптація до розв'язання обернених задач. Це дало можливість дослідити вплив форми поверхонь та властивостей матеріалів контактуючих складнопрофільних тіл, а на цій основі – обґрунтувати рекомендації щодо раціональних технічних рішень елементів МВЦП із високими ТТТХ. Це складає мету і напрямок досліджень, описаних у статті.

Аналіз методів визначення напружено-деформованого стану контактуючих елементів гідропередач. Як зазначається у [6], елементи танкових трансмісій значною мірою визначають їх міцність, довговічність та рівень потужності, що передається від двигуна до рушія. Задля підвищення технічного рівня цих трансмісій застосовуються підходи, що базуються на пропозиціях стосовно нових структурних рішень [7–11]. Крім того, здійснюється аналіз кінематичних процесів та силових потоків у трансмісіях різного типу [12–17]. На основі розв'язання задач аналізу визначаються удосконалені технічні рішення елементів трансмісій [18–26].

Усі відомі підходи, моделі та методи досліджень елементів трансмісій базуються на формулюваннях, що тим чи іншим способом визначають їх НДС. При цьому одним із визначальних чинників є контактна міцність елементів трансмісій у їх силовому спряженні [27–29]. При цьому яскравим прикладом такого типу проблемних елементів трансмісій є кулькові поршні радіальних гідрооб'ємних передач [5].

Основному підходу до аналізу контактної взаємодії елементів конструкцій, у т. ч. – трансмісій, присвячена робота [1]. Розроблені та описані у цій роботі підходи є основою для розвитку моделей та методів, які розвинені та застосовані у цій роботі до розв'язання поставлених задач.

Моделі контактної взаємодії елементів гідропередачі перспективної танкової трансмісії.

Для аналізу динаміки та НДС контактуючих елементів гідропередач необхідно розробити моделі їх контактної взаємодії, які адаптовані для багатоваріантних розрахунків.

Тут слід зазначити, що у сучасному машинобудуванні широке застосування мають конструкції з деталями із майже співпадаючими або співпадаючими поверхнями. Проблемним питанням при цьому є стійкість, міцність і жорсткість основних елементів конструкцій. У зв'язку з цим різко зріс інтерес до методів розрахунку цих елементів конструкцій за переліченими вище критеріями на перших етапах проектування. Саме комп'ютерне моделювання може дати відповідь на основні проектні і технологічні питання, даючи підстави для ухвалення обґрунтованих рішень і час для зміни конструкції або її параметрів. За недостатньо повного рішення і освітлення зазначених завдань у літературі набула великої актуальності і важливості розробка методів розрахунку контактної взаємодії цих елементів, які поєднують точність, адекватність і оперативність. Це завдання поставлене і вирішене в роботі.

Залучено новий підхід [1], який позбавлений недоліків існуючих методів.

У першу чергу це відноситься до моделювання НДС елементів конструкцій з урахуванням контактної взаємодії. Запропонований підхід до розрахунку НДС, який поєднує багаторівневі математичні і чисельні моделі, об'єднані в єдиний інструмент проектних досліджень. Таким чином, це визначає практичну спрямованість підходів, методів і створюваних моделей.

Важливою обставиною є те, що усі створювані моделі досліджуваних об'єктів є параметричними. При цьому параметризація охоплює не тільки чисельні параметри, але й структуру, зв'язки, властивості матеріалів тіл, які формують систему контактуючих тіл. Це дає можливість на більш високому рівні забезпечувати варіативність моделей об'єктів. У свою чергу, така варіативність є дуже цінною із огляду на потреби у можливості зміни об'єкту досліджень, а для певного обраного об'єкта – створюються умови для цілеспрямованого поліпшення його поточного технічного рішення за критеріями забезпечення ТТТХ досліджуваних машин, систем і агрегатів.

У ході досліджень побудовано параметричні моделі для дослідження напружено-деформованого стану елементів гідропередач перспективних танкових трансмісій.

Із цією метою здійснено аналіз конструкції гідрооб'ємної передачі для перспективної танкової трансмісії конструкції ДП «Харківське конструкторське бюро з машинобудування ім. О. О. Морозова» ГОП-900 [5]. Найбільш відповідальними та навантаженими елементами цієї конструкції (рис. 1) є пара «кульковий поршень – статорне кільце» (див. рис. 1).

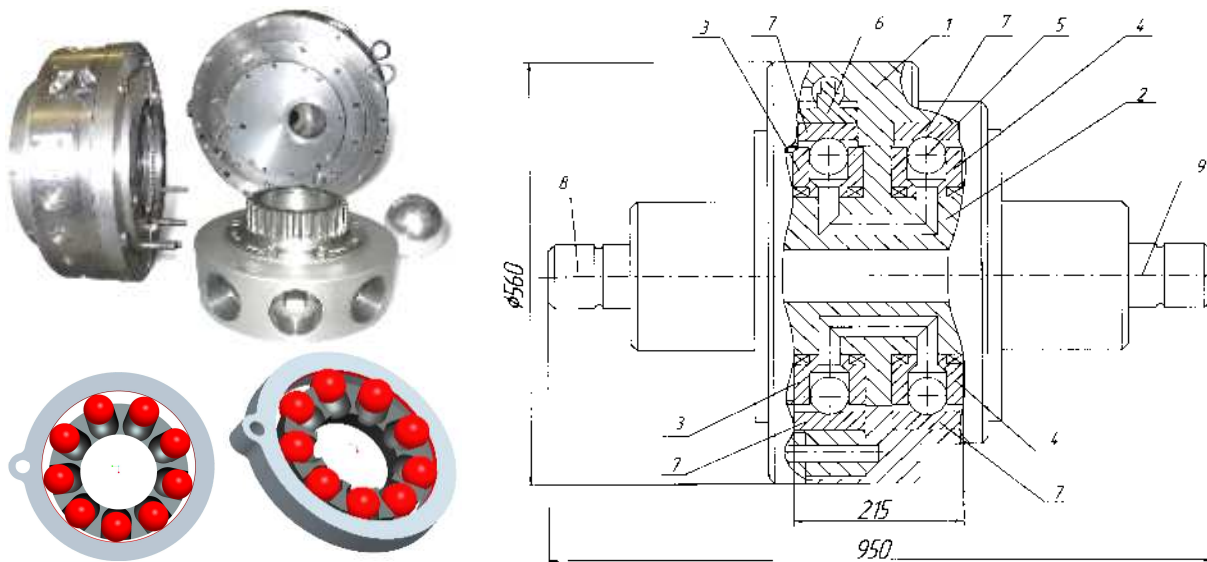


Рисунок 1 – Гідрооб'ємна передача ГОП-900 з кульковими поршнями [1, 5]:

1 – корпус; 2 – блок цапфових расподільників; 3 – блок циліндрів насоса (ротор); 4 – блок циліндрів гідромотора (ротор); 5 – кульковий поршень; 6 – статор насоса; 7 – обойма (статорні кільця та бігові доріжки) насоса та гідромотору; 8 і 9 – вхідний і вихідний вали гідротрансмісії

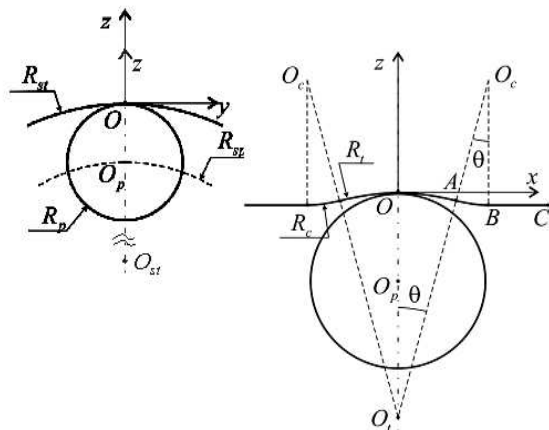


Рисунок 2 – Геометричні параметри кулькового поршня та бігової доріжки

Базові геометричні параметри (рис. 2) такі ж, як у роботі [5]: $R_p = 0,03175$ м – радіус кулькового поршня, $R_{sp} = 0,128$ м – радіус бігової доріжки статорного кільця, $R_{sr} = 0,15975$ м – радіус перехідної кривої, $R_{rot} = 0,145$ м – радіус корпусу ротора, притискна сила $P = 50, 100, 200$ кН.

Аналіз конструкції гідропередачі та можливої її модифікації з урахуванням мінімальної зміни технології виготовлення призводить до варіанту формування на статорному кільці центральної кругової вибірки уздовж бігових доріжок. Таке розташування цієї вибірки диктується прагненням розвантажити центральну частину плями контакту [1, 5, 28, 29]. На рис. 3 наведено конструктивний варіант, що досліджується.

Варійованими у розрахунках є:

1) Співвідношення радіуса бігової доріжки до радіуса кулі α [0,9, 0,95, 1, 1,05, 1,1] (за контактної жорсткості 10^{11} Н/мм³ = 10^{20} Н/м³);

2) контактна жорсткість β [$10^3, 10^6, 10^9, 10^{11}, 10^{13}$] Н/мм³ (тобто $10^{12}, 10^{15}, 10^{18}, 10^{20}, 10^{22}$ Н/м³ відповідно).

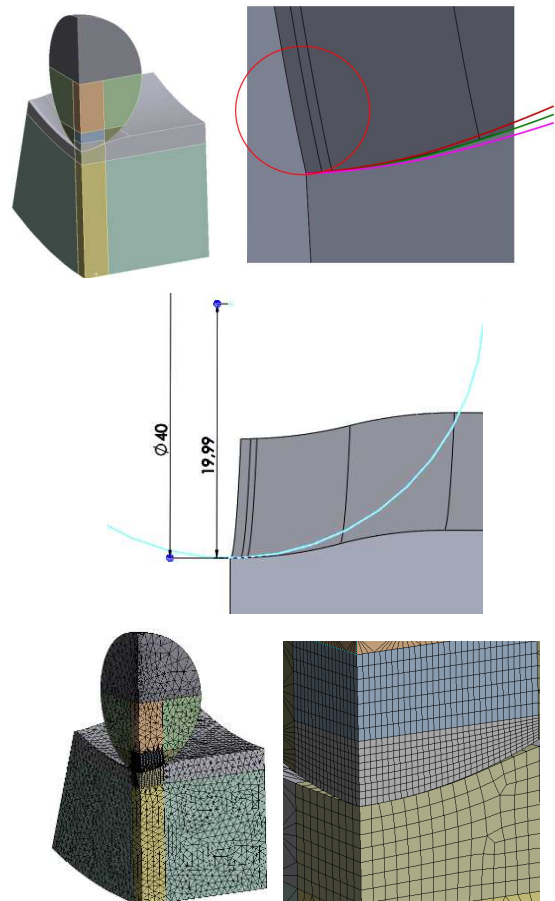


Рисунок 3 – Геометрична та скінченно-елементна моделі досліджуваної системи «кульковий поршень – бігова доріжка» (1/4 величини у силу симетрії)

У моделях прикладалися крайові умови та навантаження, наведені на рис. 4–6.

Рисунок 4 – Моделювання притискної сили P на кульковий поршень (1/4 величини у силу симетрії)

Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Contact	4 Faces
Target	1 Face
Contact Bodies	Solid
Target Bodies	2_095proc
Protected	No
Definition	
Type	Frictionless
Scope Mode	Manual
Behavior	Asymmetric
Trim Contact	Off
Suppressed	No
Advanced	
Formulation	Pure Penalty
Small Sliding	Program Controlled
Detection Method	On Gauss Point
Penetration Tolerance	Program Controlled
Normal Stiffness	Absolute Value
Normal Stiffness Value	$1, e^{-011} \text{ N/mm}^3$
Update Stiffness	Each Iteration, Aggre...
Stabilization Damping F...	0,1
Pinball Region	Radius
Pinball Radius	0,25 mm
Time Step Controls	Predict For Impact
Geometric Modification	
Interface Treatment	Add Offset, No Ramp...
<input type="checkbox"/> Offset	0, mm
Contact Geometry Corre...	None

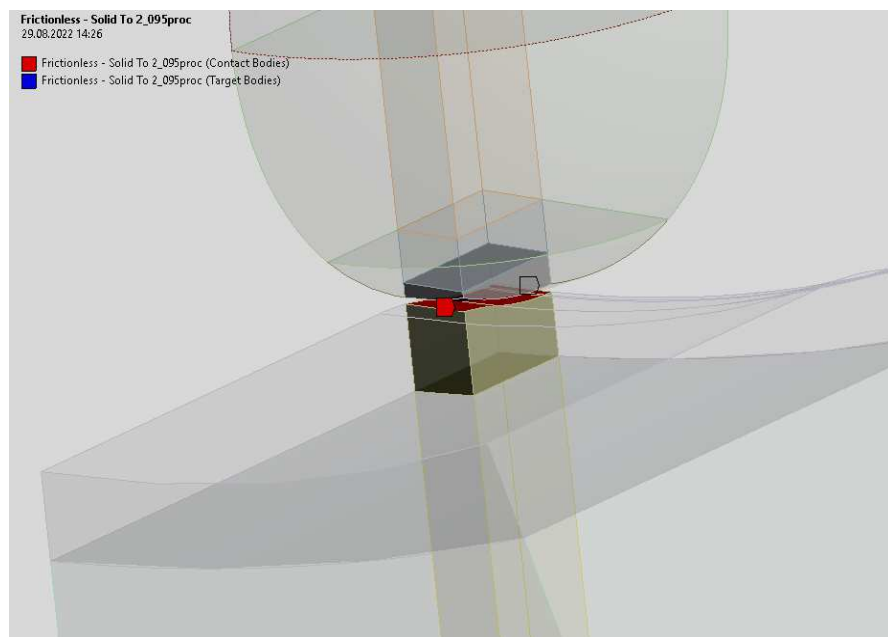


Рисунок 5 – Налаштування контакту

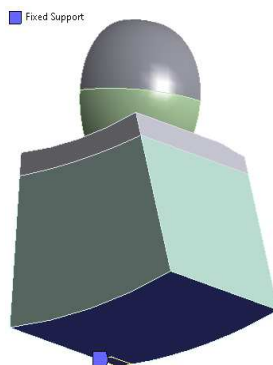


Рисунок 6 – Моделювання умов закріплення

Аналіз сумісного впливу шорсткості поверхневих шарів та модифікації форми бігових доріжок гідропередач на розподіл контактної тиску і напружено-деформований стан у елементах конструкцій, що досліджуються. При варіюванні конструктивного параметра α та технологічного параметра β було проаналізовано НДС контактуючих кулькового поршня та статорного кільця гідропередачі ГОП-900. У табл. 1–11 та на рис. 7–11 – ілюстрації результатів здійснених розрахунків.

Випадок 1. Варіюється α .

1.1) Варіант співвідношення радіусів бігової доріжки та кулькового поршня гідропередачі ГОП-900 $\alpha=0,9$. Розподіли характеристик НДС та контактної тиску наведені у табл. 1.

1.2) Варіант співвідношення радіусів бігової доріжки та кулькового поршня гідропередачі ГОП-900 $\alpha=0,95$. У табл. 2 – розподіли повних переміщень, еквівалентних напружень за Мізесом та контактної тиску.

1.3) Варіант співвідношення радіусів бігової доріжки та кулькового поршня гідропередачі ГОП-900 $\alpha=1$. У табл. 3 – розподіли повних переміщень, еквівалентних напружень за Мізесом та контактної тиску.

1.4) Варіант співвідношення радіусів бігової доріжки та кулькового поршня гідропередачі ГОП-900 $\alpha=1,05$. У табл. 4 – розподіли повних переміщень, еквівалентних напружень за Мізесом та контактної тиску.

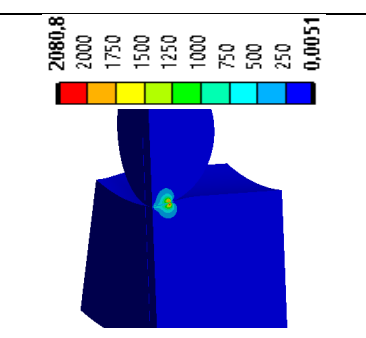
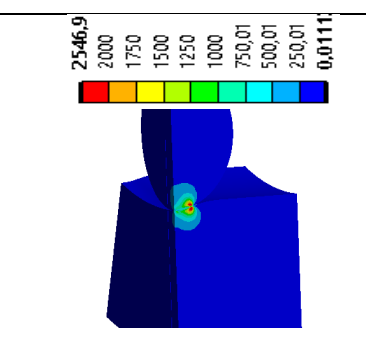
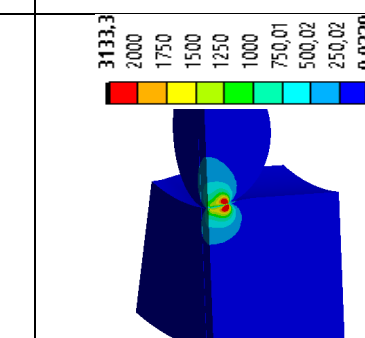
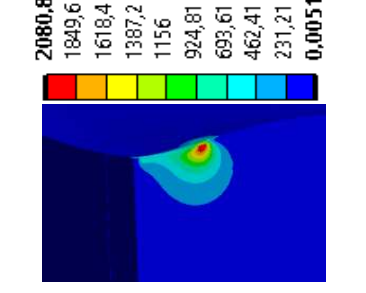
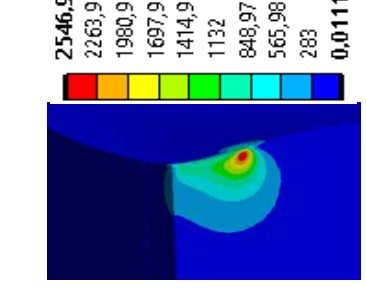
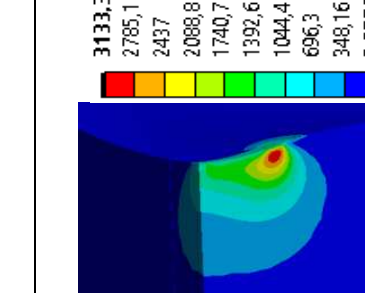
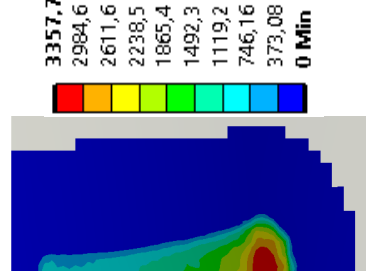
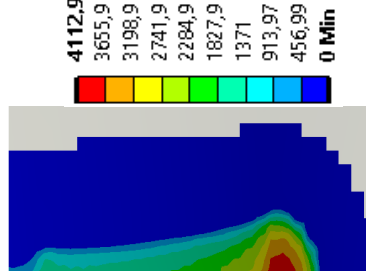
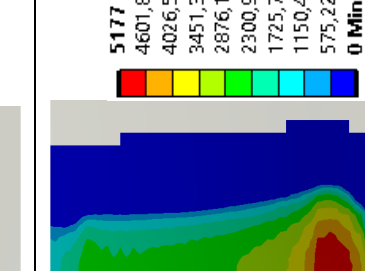
1.5) Варіант співвідношення радіусів бігової доріжки та кулькового поршня гідропередачі ГОП-900 $\alpha=1,1$. У табл. 5 – розподіли повних переміщень, еквівалентних напружень за Мізесом та контактної тиску.

Таблиця 1 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану елементів конструкцій, що досліджуються, за різних значень навантаження P , кН ($\alpha = 0,9, 10^{-3}$ м (мм))

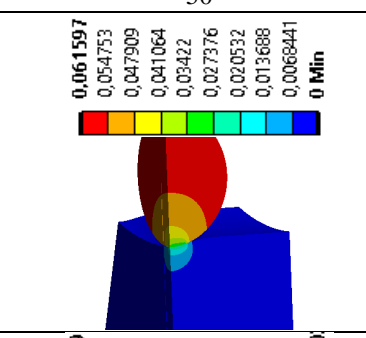
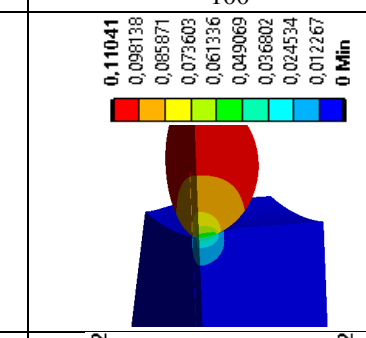
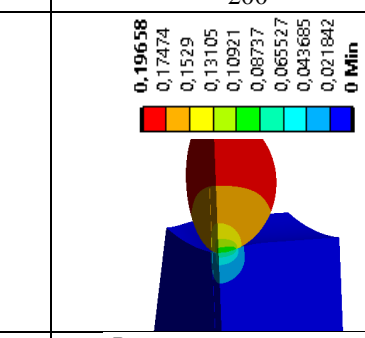
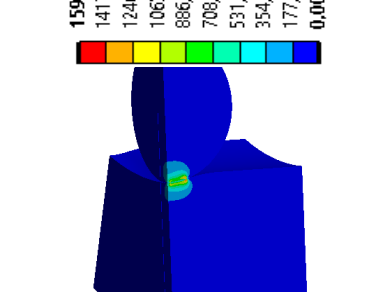
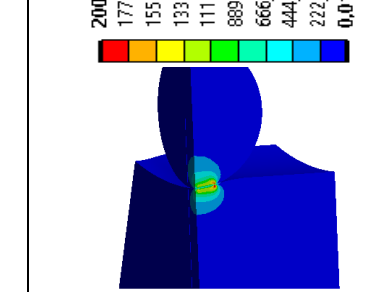
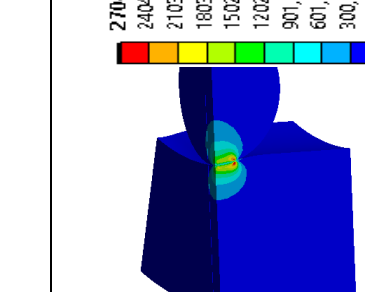
Роз-поділ	Навантаження, кН		
	50	100	200
Повні переміщення, мкм	<p>0,10681 0,094947 0,083078 0,07121 0,059342 0,047473 0,035605 0,023737 0,011868 0 Min</p>	<p>0,16166 0,1437 0,12574 0,10777 0,089811 0,071849 0,053887 0,035924 0,017962 0 Min</p>	<p>0,25016 0,22237 0,19457 0,16678 0,13898 0,11118 0,083388 0,055592 0,027796 0 Min</p>
Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	<p>2625,1 2000 1750 1500 1250 1000 750,01 500,01 250,01 0,0104</p>	<p>3144,7 2000 1750 1500 1250 1000 750,01 500,02 250,02 0,0221</p>	<p>3716,3 2000 1750 1500 1250 1000 750,03 500,03 250,04 0,0438</p>
Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) у біговій доріжці в області контакту	<p>2625,1 2333,4 2041,7 1750,1 1458,4 1166,7 875,03 583,36 291,68 0,0104</p>	<p>3144,7 2795,3 2445,9 2096,5 1747,1 1397,7 1048,3 698,85 349,44 0,0221</p>	<p>3716,3 3303,4 2890,5 2477,6 2064,6 1651,7 1238,8 825,88 412,96 0,0438</p>
Контактний тиск, МПа	<p>4272,3 3797,6 3322,9 2948,2 2373,5 1998,8 1424,1 949,41 474,7 0 Min</p>	<p>5075,7 4511,8 3947,8 3383,8 2819,8 2255,9 1691,9 1127,9 563,97 0 Min</p>	<p>6187,2 5499,8 4812,3 4124,8 3437,3 2749,9 2062,4 1374,9 687,47 0 Min</p>

Таблиця 2 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану елементів конструкцій, що досліджуються, за різних значень навантаження P , кН ($\alpha = 0,95, 10^{-3}$ м (мм))

Роз-поділ	Навантаження, кН		
	50	100	200
Повні переміщення, мкм	<p>0,088609 0,078764 0,068918 0,059073 0,049227 0,039382 0,029536 0,019691 0,0098454 0 Min</p>	<p>0,1376 0,12231 0,10702 0,09173 0,07644 0,061154 0,045866 0,03057 0,01528 0 Min</p>	<p>0,22354 0,1987 0,17386 0,14902 0,12419 0,09935 0,074512 0,049675 0,024887 0 Min</p>

Роз- поділ	Навантаження, кН		
	50	100	200
Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	 2080,8 2000 1750 1500 1250 1000 750 500 250 0,0051	 2546,9 2000 1750 1500 1250 1000 750,01 500,01 250,01 0,0111	 3133,3 2000 1750 1500 1250 1000 750,01 500,02 250,02 0,0229
Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) у біговій доріжці в області контакту	 2080,8 1849,6 1618,4 1387,2 1156 924,81 693,61 462,41 231,21 0,0051	 2546,9 2263,9 1980,9 1697,9 1414,9 1132 848,97 565,98 283 0,0111	 3133,3 2785,1 2437 2088,8 1740,7 1392,6 1044,4 696,3 348,16 0,0229
Контактний тиск, МПа	 3357,7 2984,6 2611,6 2238,5 1865,4 1492,3 1119,2 746,16 373,08 0 Min	 4112,9 3655,9 3198,9 2741,9 2284,9 1827,9 1371 913,97 456,99 0 Min	 5177,7 4601,8 4026,5 3451,3 2876,1 2300,9 1725,7 1150,4 575,22 0 Min

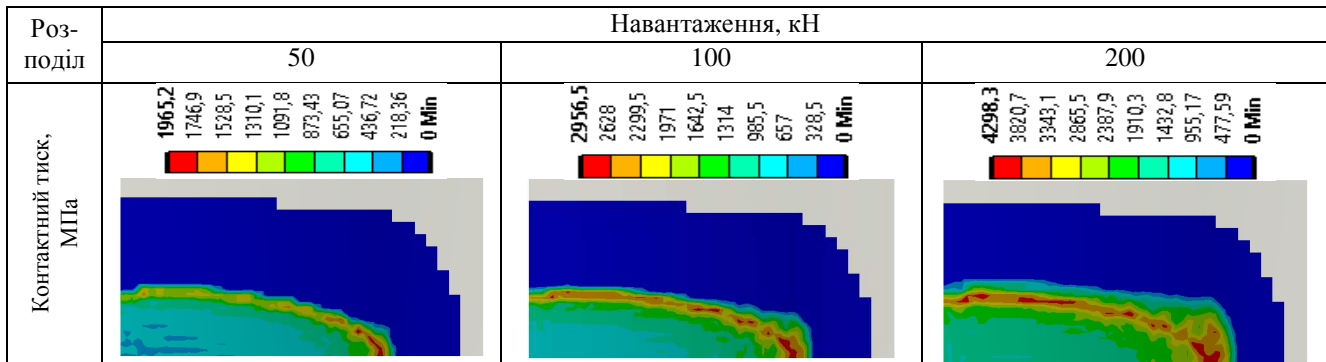
Таблиця 3 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану елементів конструкцій, що досліджуються, за різних значень навантаження P , кН ($\alpha = 1,0, 10^{-3}$ м (мм))

Роз- поділ	Навантаження, кН		
	50	100	200
Повні переміщення, мкм	 0,061597 0,054753 0,047909 0,041064 0,03422 0,027376 0,020532 0,013688 0,0068441 0 Min	 0,11041 0,098138 0,085871 0,073603 0,061336 0,049069 0,036802 0,024534 0,012267 0 Min	 0,19658 0,17474 0,1529 0,13105 0,10921 0,08737 0,065527 0,043685 0,021842 0 Min
Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	 1594,9 1417,7 1240,5 1063,3 886,07 708,86 531,65 354,43 177,22 0,0060	 2000,2 1778 1555,7 1333,5 1111,2 889 666,75 444,51 222,26 0,0122	 2704,9 2404,3 2103,8 1803,3 1502,7 1202,2 901,64 601,1 300,56 0,0251

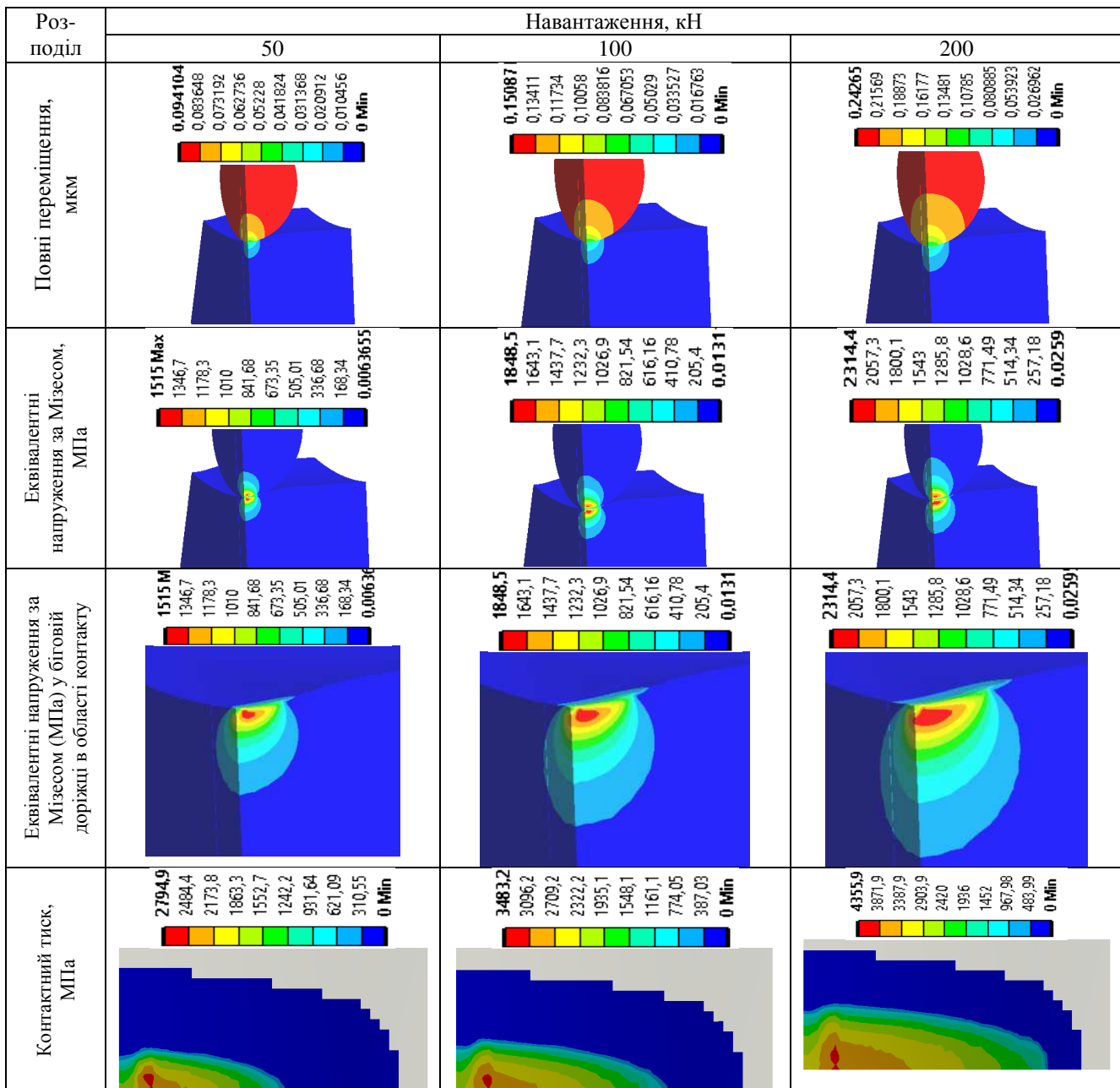
Роз-поділ	Навантаження, кН		
	50	100	200
Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) у біговій доріжці в області контакту	<p>1594,9 1417,7 1240,5 1063,3 886,07 708,86 531,65 354,43 177,22 0,0060</p>	<p>2000,2 1778 1555,7 1333,5 1111,2 889 666,75 444,51 222,26 0,0122</p>	<p>2704,9 2404,3 2103,8 1803,3 1502,7 1202,2 901,64 601,1 300,56 0,0251</p>
Контактний тиск, МПа	<p>2343,7 2083,3 1822,9 1562,5 1302,1 1041,7 781,24 520,88 260,41 0 Min</p>	<p>3266,1 2903,2 2540,3 2177,4 1814,5 1451,6 1088,7 725,8 362,9 0 Min</p>	<p>4429,9 3937,7 3445,5 2953,3 2461,1 1968,8 1476,6 984,42 492,21 0 Min</p>

Таблиця 4 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану елементів конструкцій, що досліджуються, за різних значень навантаження P , кН ($\alpha = 1,05, 10^{-3}$ м (мм))

Роз-поділ	Навантаження, кН		
	50	100	200
Повні переміщення, мкм	<p>0,04792 0,042596 0,037271 0,031947 0,026622 0,021298 0,015973 0,010649 0,005324 0 Min</p>	<p>0,093271 0,08291 0,072547 0,062183 0,051819 0,041455 0,031091 0,020728 0,010364 0 Min</p>	<p>0,17682 0,15718 0,13753 0,11788 0,098236 0,078589 0,058942 0,039294 0,019647 0 Min</p>
Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	<p>1263,5 1123,1 982,72 842,33 701,95 561,56 421,17 280,79 140,4 0,0118</p>	<p>1889,2 1679,3 1469,4 1259,5 1049,6 839,67 629,76 419,85 209,93 0,0238</p>	<p>2512,4 2233,2 1954,1 1674,9 1395,8 1116,6 837,49 558,34 279,2 0,0483</p>
Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) у біговій доріжці в області контакту	<p>1241,1 1103,1 965,24 827,35 689,46 551,57 413,68 275,79 137,9 0,0118</p>	<p>1889,2 1679,3 1469,4 1259,5 1049,6 839,67 629,76 419,85 209,93 0,0238</p>	<p>2512,4 2233,2 1954,1 1674,9 1395,8 1116,6 837,49 558,34 279,2 0,0483</p>



Таблиця 5 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану елементів конструкцій, що досліджуються, за різних значень навантаження P , кН ($\alpha = 1,1, 10^{-3}$ м (мм))



Випадок 2. Варіюється β .

2.1) Варіант контактної жорсткості $\beta = 10^3$ Н/мм³ (10^{12} Н/м³). У табл. 6 та на рис. 7 наведені

розподіли повних переміщень, еквівалентних напружень за Мізесом, контактного тиску та «проникнення» у контакті.

Таблиця 6 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану елементів конструкцій, що досліджуються, за різних значень навантаження P , кН (для варіанту контактної жорсткості $\beta = 10^{12}$ Н/м³)

Роз-поділ	Навантаження, кН		
	50	100	200
Повні переміщення, мкм			
Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа			
Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) у біговій доріжці в області контакту			
Контактний тиск, МПа			

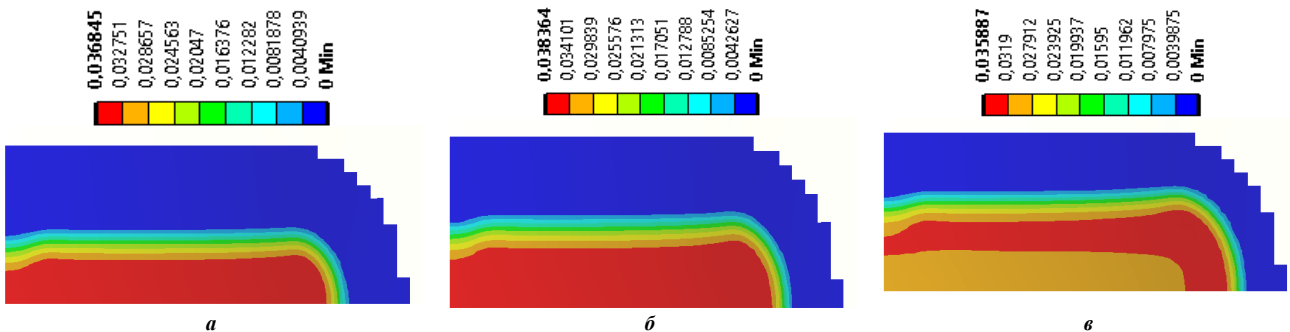


Рисунок 7 – Розподіл «проникнення» у контакті, 10^{-3} м (мм) за контактної жорсткості 10^{12} Н/м³ за різних значень навантаження P , кН:
 а – $P = 50$ кН; б – $P = 100$ кН; в – $P = 200$ кН

2.2) Варіант контактної жорсткості $\beta = 10^6$ Н/мм³ (10^{15} Н/м³). У табл. 7 та на рис. 8 наведені розподіли повних переміщень, еквівалентних

напружень за Мізесом, контактного тиску та «проникнення» у контакті.

Таблиця 7 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану елементів конструкцій, що досліджуються, за різних значень навантаження P , кН (для варіанту контактної жорсткості $\beta = 10^{15} \text{ Н/м}^3$)

Роз-поділ	Навантаження, кН		
	50	100	200
Повні переміщення, мкм			
Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа			
Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) у біговій доріжці в області контакту			
Контактний тиск, МПа			

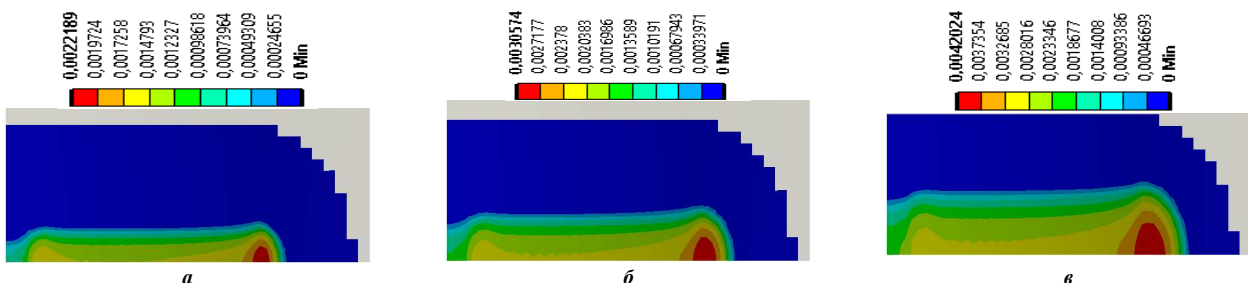


Рисунок 8 – Розподіл «проникнення» у контакті, 10^{-3} м (мм) за контактної жорсткості 10^{15} Н/м^3 за різних значень навантаження P , кН:
 $a - P = 50 \text{ кН}$; $b - P = 100 \text{ кН}$; $v - P = 200 \text{ кН}$

2.3) Варіант контактної жорсткості $\beta = 10^9 \text{ Н/мм}^3$ (10^{18} Н/м^3). У табл. 8 та на рис. 9 наведені розподіли повних переміщень, еквівалентних

напружень за Мізесом, контактного тиску та «проникнення» у контакті.

Таблиця 8 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану елементів конструкцій, що досліджуються, за різних значень навантаження P , кН (для варіанту контактної жорсткості $\beta = 10^{18}$ Н/м³)

Розподіл	Навантаження, кН		
	50	100	200
Повні переміщення, мкм	<p>0,061597 0,054753 0,047909 0,041065 0,034221 0,027377 0,020532 0,013688 0,006841 0 Min</p>	<p>0,11041 0,098139 0,085872 0,073605 0,061337 0,04907 0,036802 0,024535 0,012267 0 Min</p>	<p>0,19658 0,17474 0,1529 0,13106 0,10921 0,087371 0,065528 0,043685 0,021843 0 Min</p>
Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	<p>1595,1 1417,9 1240,6 1063,4 886,18 708,94 531,71 354,48 177,24 0,0067</p>	<p>2002,1 1699,3 1486,9 1274,5 1062,1 849,66 637,25 424,84 212,42 0,0134</p>	<p>2706,2 1699,3 1486,9 1274,5 1062,1 849,66 637,25 424,84 212,44 0,0266</p>
Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) у біговій доріжці в області контакту	<p>1595,1 1417,9 1240,6 1063,4 886,18 708,94 531,71 354,48 177,24 0,0067</p>	<p>2002,1 1797 1557,2 1334,8 1112,3 889,84 667,38 444,93 222,47 0,0134</p>	<p>2706,2 2405,5 2104,8 1804,1 1503,4 1202,8 902,07 601,39 300,71 0,0266</p>
Контактний тиск, МПа	<p>2361,1 2098,7 1836,4 1574,1 1311,7 1049,4 787,03 524,69 262,34 0 Min</p>	<p>3234,4 2875 2515,6 2156,2 1796,9 1437,5 1078,1 718,75 359,37 0 Min</p>	<p>4410,3 3920,2 3430,2 2940,2 2450,2 1960,1 1470,1 980,06 490,03 0 Min</p>

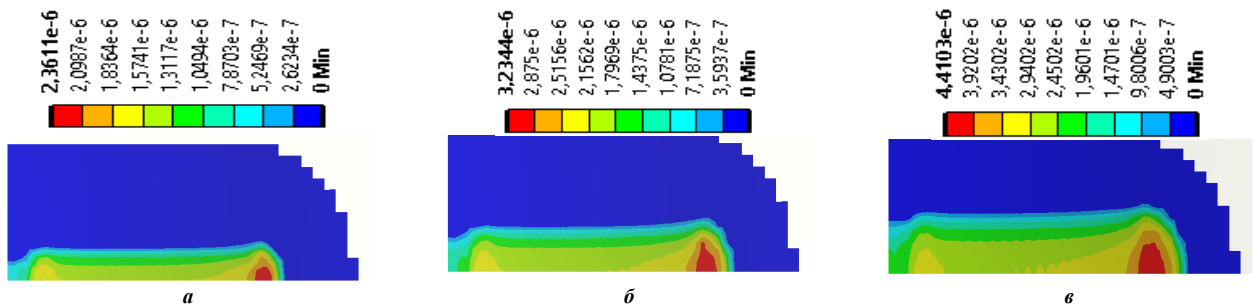


Рисунок 9 – Розподіл «проникнення» у контактї, 10^{-3} м (мм) за контактної жорсткості 10^{12} Н/м³ за різних значень навантаження P , кН:
 $a - P = 50$ кН; $b - P = 100$ кН; $v - P = 200$ кН

2.4) Варіант контактної жорсткості $\beta = 10^{11}$ Н/мм³ (10^{20} Н/м³). У табл. 9 та на рис. 10 наведені розподіли повних переміщень, еквівалент-

них напружень за Мізесом, контактного тиску та «проникнення» у контактї.

Таблиця 9 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану елементів конструкцій, що досліджуються, за різних значень навантаження P , кН (для варіанту контактної жорсткості $\beta = 10^{20}$ Н/м³)

Роз-поділ	Навантаження, кН		
	50	100	200
Повні переміщення, мкм	0,061597 0,054752 0,047908 0,041064 0,034422 0,027376 0,020532 0,013688 0,006841 0 Min	0,11041 0,098138 0,085871 0,073603 0,061336 0,049069 0,036802 0,024534 0,012267 0 Min	0,19658 0,17474 0,1529 0,13105 0,10921 0,08737 0,065527 0,043685 0,021842 0 Min
Еквівалентні напруження за Мізесом, МПа	1594,9 1417,7 1240,5 1063,3 886,07 708,86 531,65 354,43 177,22 0,0060	2000,2 1778 1555,7 1333,5 1111,2 889 666,75 444,51 222,26 0,0122	2704,9 2404,4 2103,8 1803,3 1502,7 1202,2 901,65 601,11 300,57 0,0252
Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) у бітвій доріжці в області контакту	1594,9 1417,7 1240,5 1063,3 886,07 708,86 531,65 354,43 177,22 0,0060	2000,2 1778 1555,7 1333,5 1111,2 889 666,75 444,51 222,26 0,0122	2704,9 2404,4 2103,8 1803,3 1502,7 1202,2 901,65 601,11 300,57 0,0252
Контактний тиск, МПа	2344,1 2083,7 1823,2 1562,7 1302,3 1041,8 781,37 520,91 260,46 0 Min	3265,6 2902,7 2539,9 2177 1814,2 1451,4 1088,5 725,68 362,84 0 Min	4429,9 3937,7 3445,5 2953,3 2461,1 1968,8 1476,6 984,42 492,21 0 Min

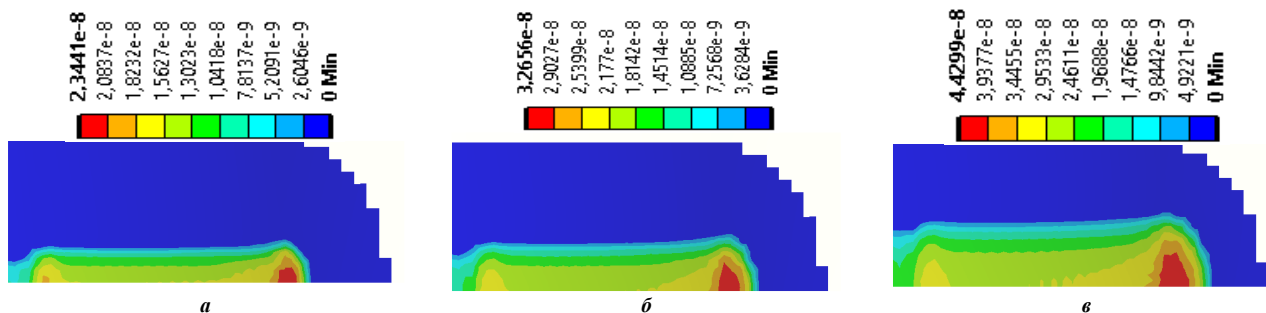
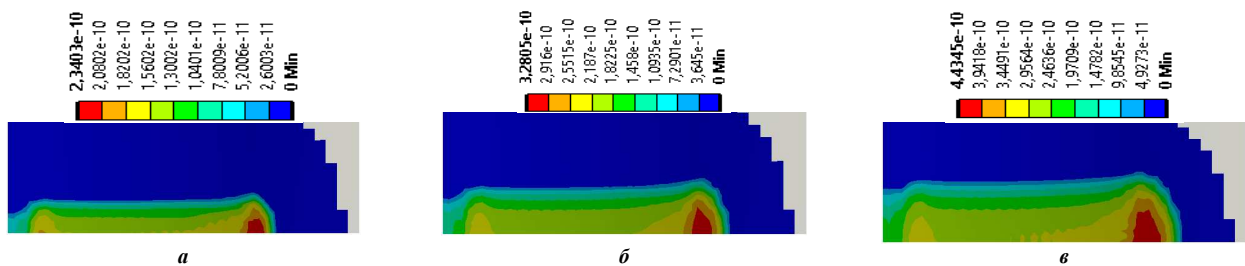
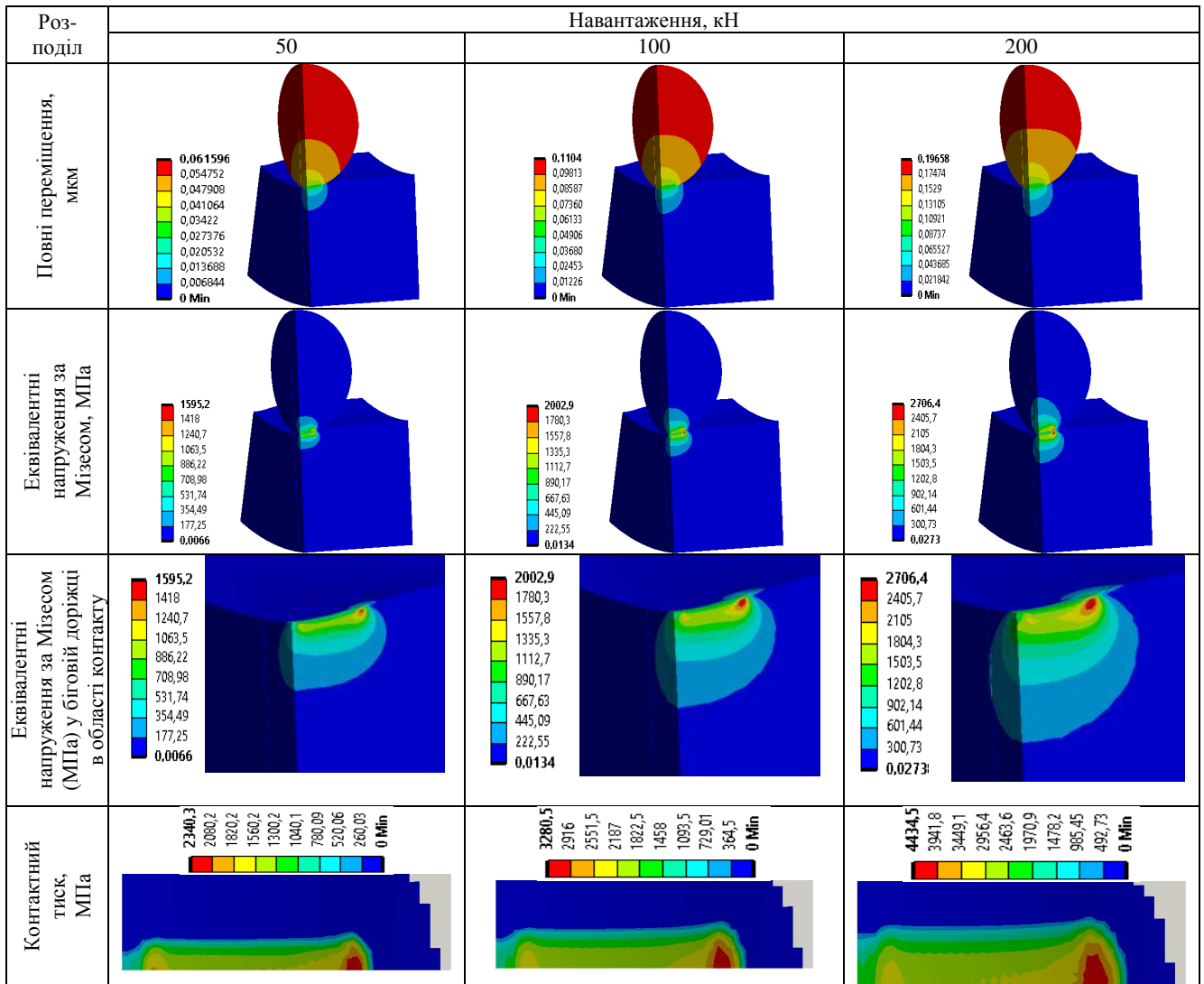


Рисунок 10 – Розподіл «проникнення» у контакті, 10^{-3} м (мм) за контактної жорсткості 10^{20} Н/м³ за різних значень навантаження P , кН:
 $a - P = 50$ кН; $b - P = 100$ кН; $v - P = 200$ кН

2.5) Варіант контактної жорсткості $\beta = 10^{13}$ Н/мм³ (10^{22} Н/м³). У табл. 10 та на рис. 11 наведені розподіли повних переміщень, еквівалентних на-

пружень за Мізесом, контактного тиску та «проникнення» у контакті.

Таблиця 10 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану елементів конструкцій, що досліджуються, за різних значень навантаження P , кН (для варіанту контактної жорсткості $\beta = 10^{22}$ Н/м³)Рисунок 11 – Розподіл «проникнення» у контактi, 10^{-3} м (мм) за контактної жорсткості 10^{22} Н/м³ за різних значень навантаження P , кН:
а – $P = 50$ кН; б – $P = 100$ кН; в – $P = 200$ кН

Наведені вище розподіли повних переміщень, еквівалентних за Мізесом напружень та контактного тиску між кульковим поршнем та біговою доріжкою статорного кільця гідропередачі ГОП-900 свідчать про суттєву зміну цих картин за варіювання параметрів α та β у визначених вище межах. Отримані результати є основою для аналізу впливу параметрів на напружено-деформований стан елементів гідропередачі ГОП-900.

Аналіз переваг та недоліків при переході від однозв'язної до двозв'язної області початкового контакту у спряженні кулькових поршнів та

бігової доріжки гідропередачі. Побудована параметрична модель НДС контактуючих елементів гідропередачі ГОП-900 дає можливість здійснювати широке варіювання конструктивних і технологічних параметрів. При цьому можлива побудова частинних та комплексних залежностей контрольованих характеристик НДС від цих параметрів. Зокрема, були проконтрольовані:

- рівень повних переміщень $W(\alpha, \beta)$, 10^{-3} м (мм);
- рівень еквівалентних напружень у системі

контактуючих тіл $\sigma(\alpha, \beta)$, МПа;

– рівень еквівалентних напружень у статорному кільці $\sigma_s(\alpha, \beta)$, МПа;

– рівень контактної тиску між тілами

$q(\alpha, \beta)$, МПа.

На рис. 12–17 наведені діаграми, що ілюструють зміну величин W, σ, σ_s, q при варіюванні α, β .

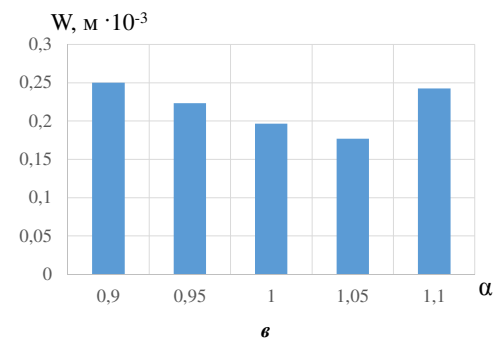
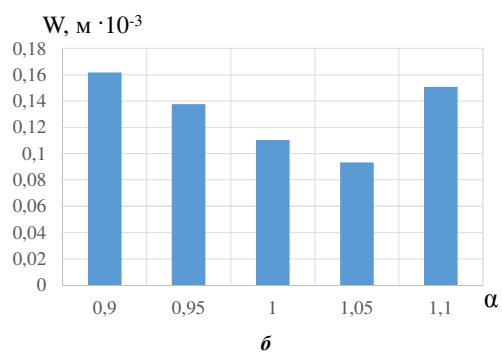
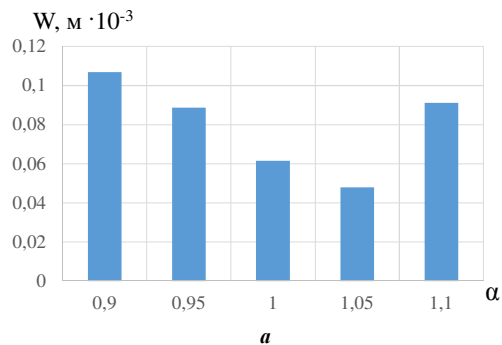


Рисунок 12 – Повні переміщення (м) у системі контактуючих тіл при варіюванні параметра α за різних значень навантаження P , кН:

а – $P = 50$ кН; б – $P = 100$ кН; в – $P = 200$ кН

Крім того, здійснено зведення контрольованих характеристик та варійованих параметрів до безрозмірної форми. Для цього обрано базові значення параметрів α, β :

$$\alpha_0 = 1,0; \beta_0 = 10^{20} \text{ Н/м}^3. \quad (1)$$

$$\bar{W}(\alpha, \beta) = \frac{W(\alpha, \beta)}{W(\alpha_0, \beta_0)}, \quad (2)$$

$$\bar{\sigma}(\alpha, \beta) = \sigma(\alpha, \beta) / \sigma(\alpha_0, \beta_0), \quad (3)$$

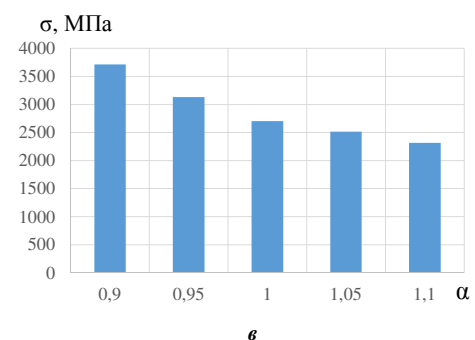
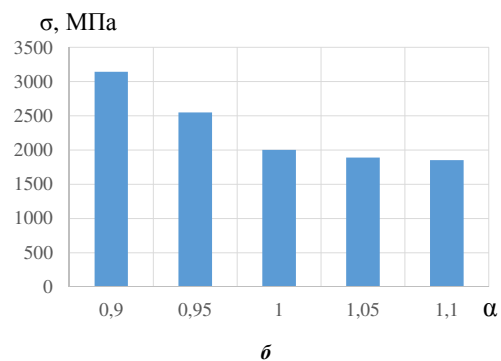
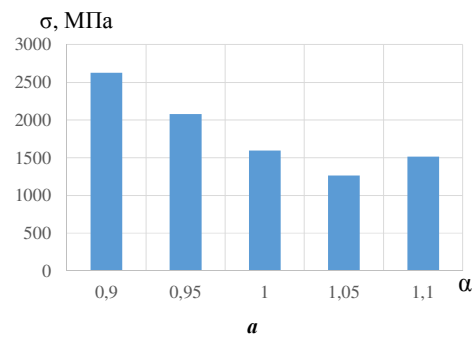


Рисунок 13 – Еквівалентні напруження (МПа) у системі контактуючих тіл при варіюванні параметра α за різних значень навантаження P , кН:

а – $P = 50$ кН; б – $P = 100$ кН; в – $P = 200$ кН

$$\bar{\sigma}_s(\alpha, \beta) = \sigma_s(\alpha, \beta) / \sigma_s(\alpha_0, \beta_0), \quad (4)$$

$$\bar{q}(\alpha, \beta) = q(\alpha, \beta) / q(\alpha_0, \beta_0). \quad (5)$$

Для зручності вводяться варійовані параметри:

$$\bar{\alpha} = \alpha, \quad \bar{\gamma} = \lg\left(\frac{\beta}{\beta_0}\right). \quad (6)$$

На рис. 18–23 наведені залежності безрозмірних характеристик від параметрів $\bar{\alpha}, \bar{\gamma}$.

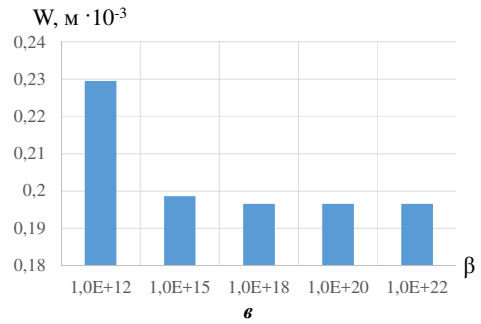
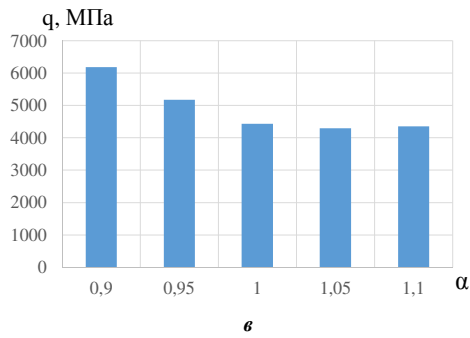
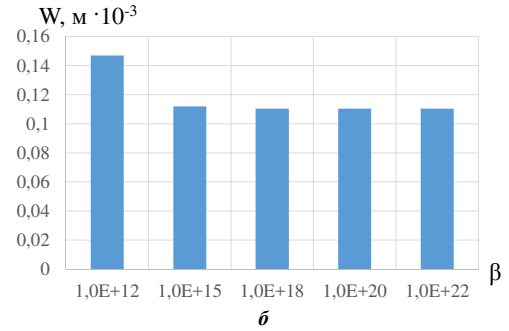
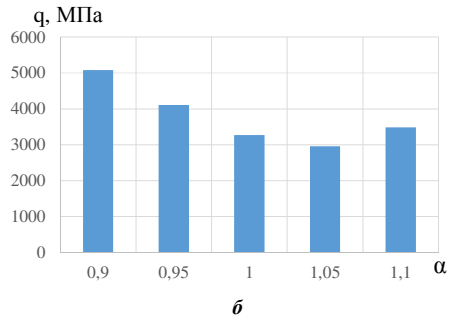
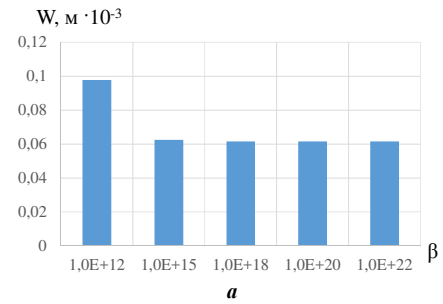
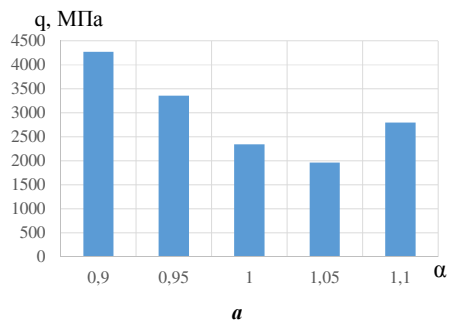


Рисунок 14 – Контактний тиск (МПа) у системі контактуючих тіл при варіюванні параметра α за різних значень навантаження P , кН:
а – $P = 50$ кН; б – $P = 100$ кН; в – $P = 200$ кН

Рисунок 15 – Повні переміщення (м) у системі контактуючих тіл при варіюванні параметра β за різних значень навантаження P , кН:
а – $P = 50$ кН; б – $P = 100$ кН; в – $P = 200$ кН

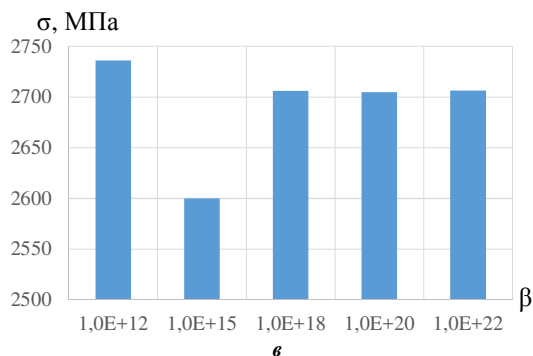
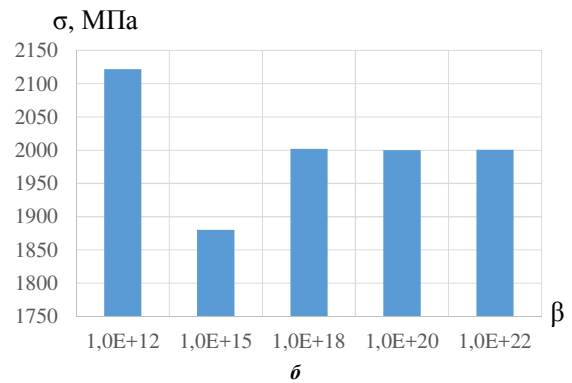
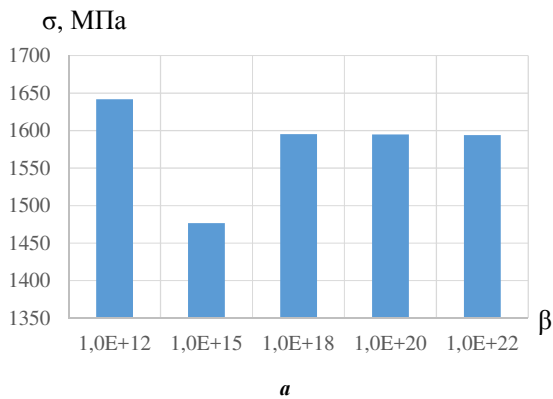


Рисунок 16 – Еквівалентні напруження (МПа) у системі контактуючих тіл при варіюванні параметра β за різних значень навантаження P , кН:
а – $P = 50$ кН; б – $P = 100$ кН; в – $P = 200$ кН

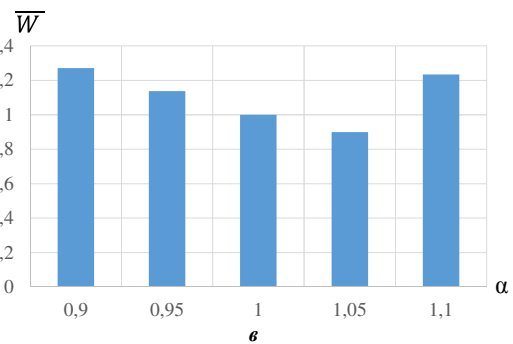
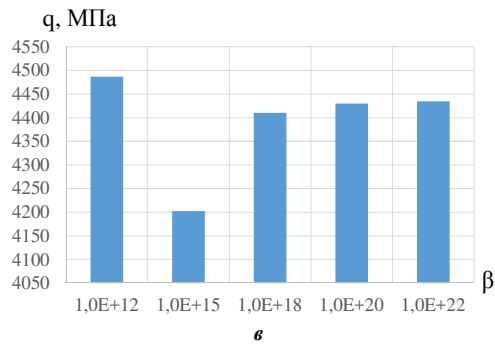
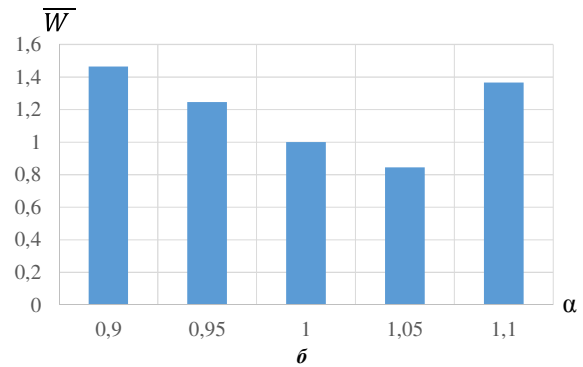
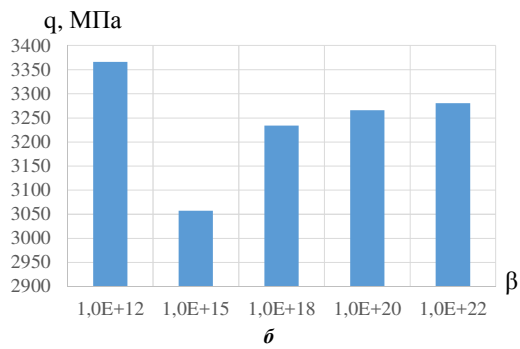
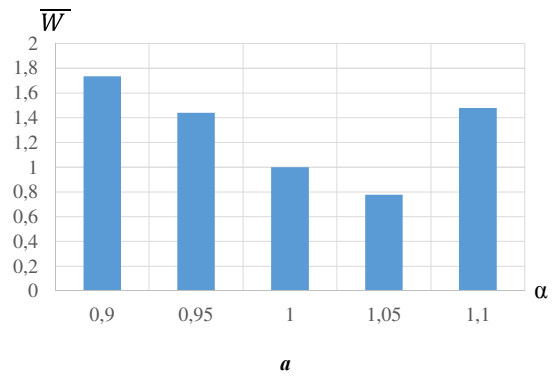
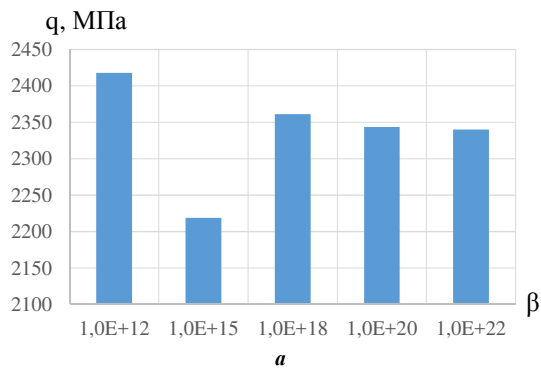


Рисунок 17 – Контактний тиск (МПа) у системі контактуючих тіл при варіюванні параметра β за різних значень навантаження P , кН:
 $a - P = 50$ кН; $b - P = 100$ кН; $e - P = 200$ кН

Рисунок 18 – Відносні повні переміщення у системі контактуючих тіл при варіюванні параметра α за різних значень навантаження P , кН:
 $a - P = 50$ кН; $b - P = 100$ кН; $e - P = 200$ кН

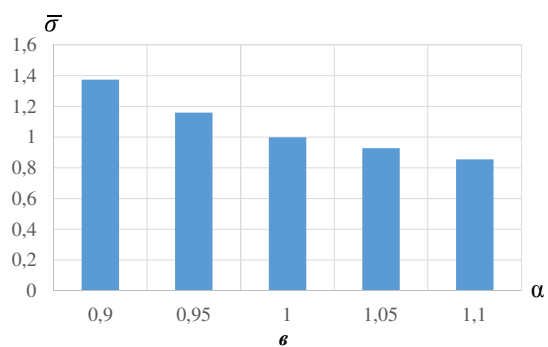
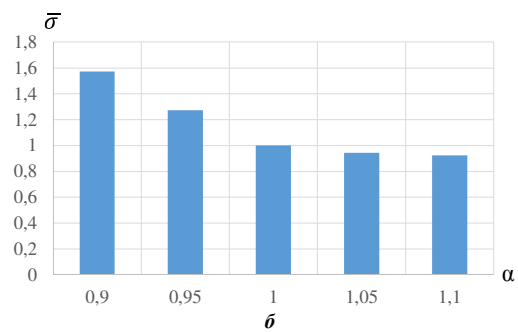
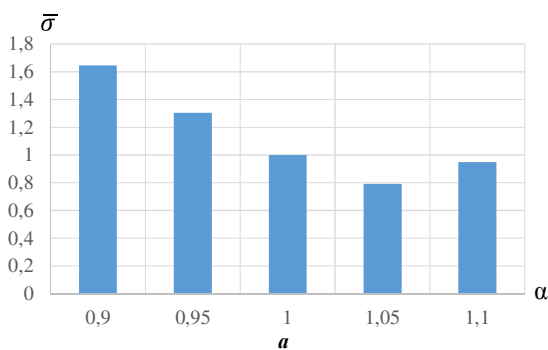


Рисунок 19 – Відносні еквівалентні напруження у системі контактуючих тіл при варіюванні параметра α за різних значень навантаження P , кН:
 $a - P = 50$ кН; $b - P = 100$ кН; $e - P = 200$ кН

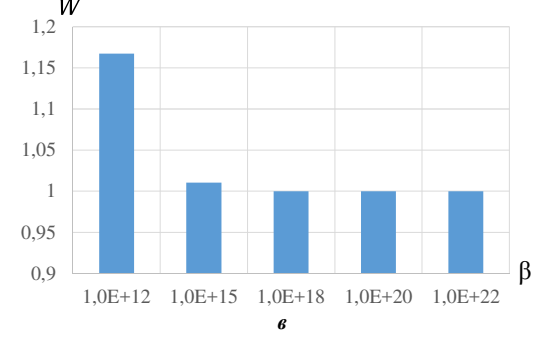
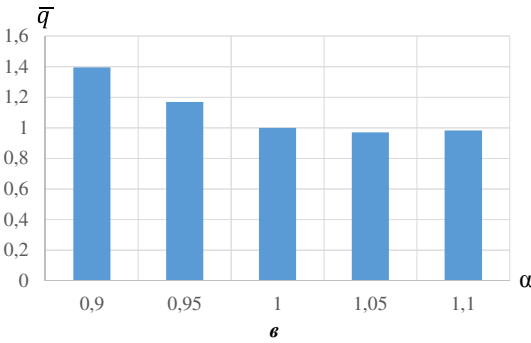
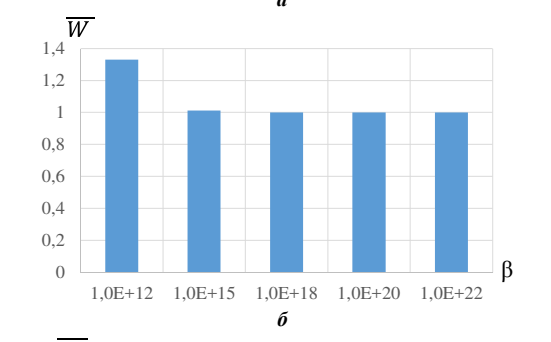
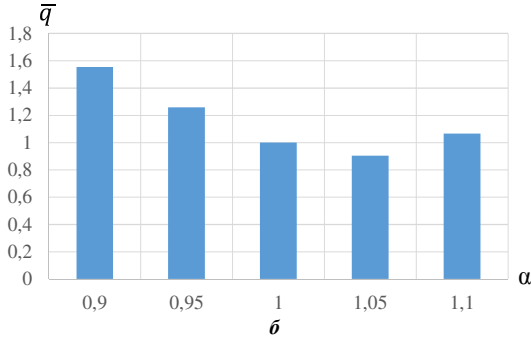
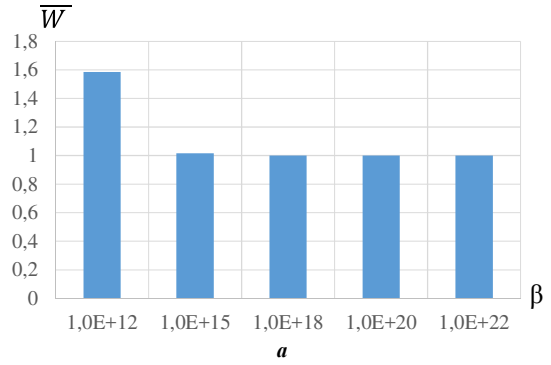
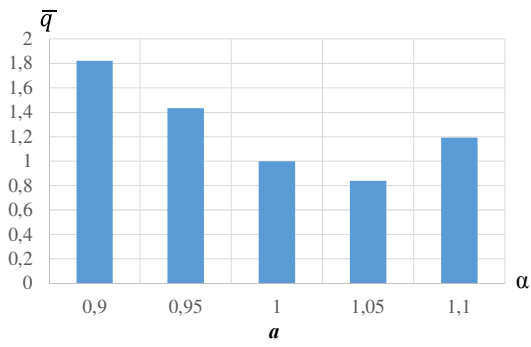


Рисунок 20 – Відносний контактний тиск у системі контактуючих тіл при варіюванні параметра α за різних значень навантаження P , кН:
 $\alpha - P = 50$ кН; $\beta - P = 100$ кН; $\epsilon - P = 200$ кН

Рисунок 21 – Відносні повні переміщення у системі контактуючих тіл при варіюванні параметра β за різних значень навантаження P , кН:
 $\alpha - P = 50$ кН; $\beta - P = 100$ кН; $\epsilon - P = 200$ кН

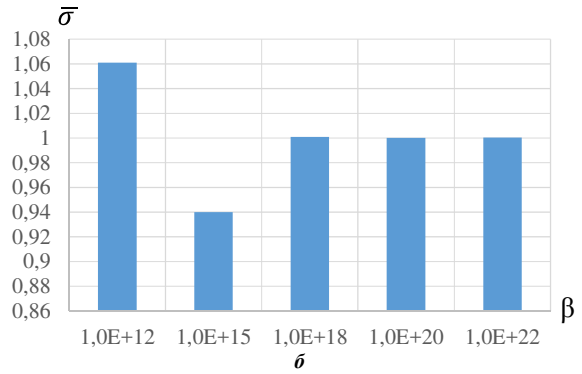
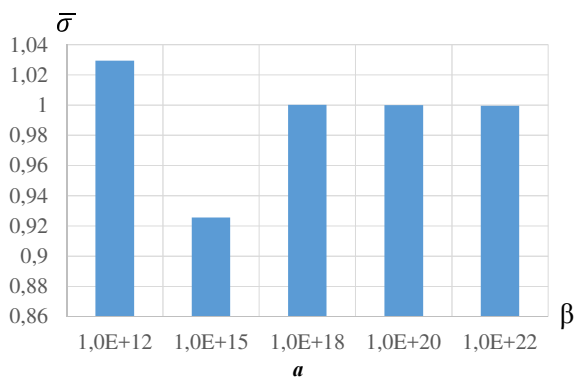
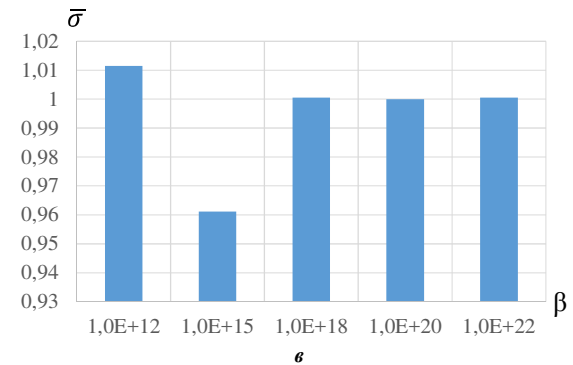


Рисунок 22 – Відносні еквівалентні напруження у системі контактуючих тіл при варіюванні параметра β за різних значень навантаження P , кН:
 $\alpha - P = 50$ кН; $\beta - P = 100$ кН; $\epsilon - P = 200$ кН



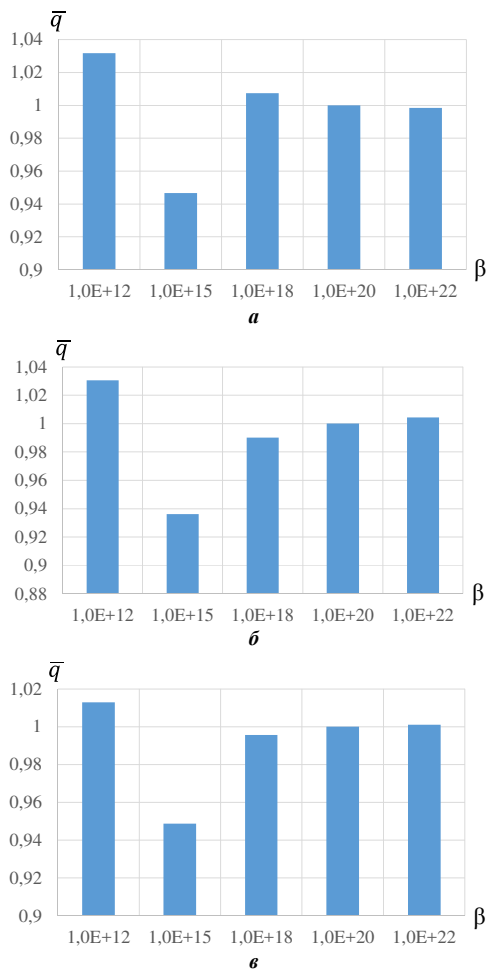


Рисунок 23 – Відносний контактний тиск у системі контактуючих тіл при варіюванні параметра β за різних значень навантаження P , кН:

$a - P = 50$ кН; $b - P = 100$ кН; $v - P = 200$ кН

Висновки. Як видно із аналізу наведених результатів, спостерігаються такі закономірності:

1) зі зменшенням контактної жорсткості або $\bar{\gamma}$ рівень тиску та напружень \bar{q} , $\bar{\sigma}$, $\bar{\sigma}_s$ знижується, а область контакту – зростає;

2) зі збільшенням параметра α спостерігається спочатку роздвоєння області контакту (тобто ця область спочатку – двозв'язна), а потім – перетворення її у гантелевидну однозв'язну, а надалі – у овалоподібну; при цьому рівень контактного тиску має немонотонний характер залежності $\bar{q}(\alpha, \beta_0)$; такий же немонотонний характер – і $\bar{\sigma}(\alpha, \beta_0)$, $\bar{\sigma}_s(\alpha, \beta_0)$.

Таким чином, можна зробити висновок, що наперед не можна заздалегідь рекомендувати певні значення $\bar{\alpha}$, $\bar{\gamma}$ за критеріями міцності та довговічності. Для обґрунтування тих чи інших $\bar{\alpha}$, $\bar{\gamma}$ варто спочатку уточнити рівень діючих навантажень P , а також розподіл частоти реалізації їх проміжних значень. Крім того, слід брати до уваги і ККД, який залежить від шорсткості поверхонь кулькового поршня та бігової доріжки ГОП-900. При цьому вимоги міцності та довговічності, з одного боку, та ККД – з іншого, є конкуруючими. Також неоднозначними є міркування стосовно зв'язності області контакту. З

одного боку, у випадку двозв'язної області поліпшуються умови кінематичного сполучення кулькового поршня із біговою доріжкою статорного кільця ГОП-900. З іншого боку, за певного рівня $\bar{\alpha}$ маємо поліпшення \bar{q} , $\bar{\sigma}$, $\bar{\sigma}_s$, а надалі при зміні цього параметра в сторону зменшення або збільшення ці характеристики зростають. Отже, саме по собі набуття області контакту дво- чи однозв'язної форми не гарантує поліпшення усього комплексу службових властивостей досліджених контактуючих елементів гідропередачі.

Попри суперечливість та неоднозначність результатів аналізу отриманих даних, усі ці залежності є основою при комплексному багатокритеріальному та багатопараметричному синтезі конструктивно-технологічних рішень при обґрунтуванні технічної документації на гідропередачі у складі перспективних вітчизняних танкових трансмісій.

Таким чином, установлено, що гідрооб'ємні передачі із кульковими поршнями типу ГОП-900 мають резерви підвищення характеристик міцності та довговічності. Зокрема, це може бути досягнуто шляхом переходу від одно- до двозв'язної області контакту у спряженні кулькового поршня зі статорним кільцем. У результаті не тільки змінюється конфігурація області контакту, але й принципово трансформується розподіл контактного тиску. Якщо у традиційних конструктивних рішеннях реалізується розподіл контактного тиску із єдиним максимумом у центрі овальної області контакту, то у варіанті, що пропонується, вдається «роздвоїти» максимум. Вдалим вибором профілю таке рішення може призводити до зниження загального рівня контактного тиску та напружень. Також цей ефект можна посилити вдалим вибором режимів механічної та термічної обробки контактуючих деталей. При цьому, зокрема, важливо обирати певну шорсткість, яка задовольняє, з одного боку, вимогам збільшення області контакту і зниження рівня контактного тиску, а, з іншого – не призведе до надмірного зниження ККД. Аналогічна стратегія може бути застосована при обґрунтуванні технічних рішень інших подібних елементів машин військового та цивільного призначення.

Дослідження виконані за проектом НФДУ №2023.04/0036 «Дослідження та розробка пристрою для відновлення елементів військової техніки шляхом дискретно-континуального зміцнення конструкцій».

Список літератури

1. Ткачук М. М. *Контактна механіка тіл із урахуванням нелінійних властивостей поверхневих та проміжних шарів: монографія*. Дніпро: Видавць Обдимко Ольга Станіславівна, 2022. 255 с.
2. Чернышев В. Л., Котов В. А., Совран В. В. Бортовая гидро-объемно-механическая трансмиссия, *Тези доп. 22-ї Міжнар. наук.-практ. конф. «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (MicroCAD-2014), 21-23 травня 2014 р. / ред. Л. Л. Товажнянський*. Харків: НТУ «ХПІ», 2014. С. 244.
3. Чернышев В. Л., Остапчук Ю.А., Шипулин А.А. Исследование динамики силовой передачи танка Т-64А в режимах разгона и торможения на сухой грунтовой дороге. *Вісник НТУ «ХПІ»*. 2013. №41. С. 157–167.
4. Белоутов Г.С. Метод математического моделирования переходных процессов в транспортных гусеничных машинах. *Вестник бронетанковой техники*. 1975. №5. С. 22–24.
5. Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В., Истратов А.В., Богачев С.В., Лизунов К.М. Объемная гидропередача с шариковыми поршнями ГОП-900: Характеристики и технический уровень.

- Механіка та машинобудування. Науково-технічний журнал. Харків: НТУ «ХПІ», 2004. № 1. С. 14–21.
6. Сериков В. І. Аналіз досліджень планетарних коробок передач бронетанкової техніки (оглядова стаття). Вісник НТУ «Харківський політехнічний інститут». Серія: *Машинознавство та САПР*. 2023. № 23(16749). С. 57–68.
 7. Волощевич, Д. О., Веретенников, Е. О., & Антропов, Р. Ю. Синтез нової кінематичної схеми бортових планетарних коробок передач основного танку на базі розроблених критеріїв оцінки динамічності машин. *Механіка та машинобудування*. 2009. № 2. С. 20–32.
 8. Xu, X., Dong, P., Liu, Y., & Zhang, H. (2018). Progress in Automotive Transmission. *Technology Automotive Innovation*, 1(3), 187–210.
 9. Волощевич, Д. О., Веретенников, Е. А., & Истомин, А. Е. Бортовая планетарная коробка передач для основного танка. *Вісник НТУ «Харківський політехнічний інститут»*. Серія: *Проблеми механічного приводу*. 2012. № 36. С. 32–36.
 10. Клітної, В. В., & Веретенников, І. М. Оптимальний синтез планетарного бортового редуктора Т-64. Комп'ютерні технології і мехатроніка: зб. наук. пр. за матеріалами 2-ї Міжнар.наук.-практ. конф., 28 трав. 2020 р. Харків: ХНАДУ, 2020. С. 367–370.
 11. Волощевич, Д. О., Ковалюк, Р. В., & Кондусова, Н. В. Основы классификации регулируемых механических зубчатых передач и некоторые вопросы их структурного синтеза. Ч. 1. *Механіка та машинобудування*. 2011. № 2. С. 231–239.
 12. Didikov, R., Dobretsov, R., & Galyshev, Yu. (2018). Transmission of the Perspective Wheel Tractor with Automatic Gearbox: Management of the Power Distribution Mechanism. *International Review of Mechanical Engineering*, 12, 790–796. DOI.org/10.15866/ireme.v12i9.15646.
 13. Salamandra, K., & Tyves, L. (2018). Modeling of cyclic gearshifts in automatic transmissions for vehicles. *Engineering for rural development*, 2071–2078.
 14. Hutyrya, S. S., Khomyak, YU. M., Zhehlova, V. M., & Chanchyn, A. N. (2016). Analyticheskoe modelyrovanye u prochnostnoy raschet épytsykla planetarnogo reduktora. *Вісник НТУ «Харківський політехнічний інститут»*. Серія: *Проблеми механічного приводу*, 23(1195), 29–36.
 15. Chanchin, A. M. (2015). Modeliuvannya pokaznykiv zhorstkosti épytsyku u skladi planetarnogo kolisnogo reduktora. *Вісник НТУ «Харківський політехнічний інститут»*. Серія: *Проблеми механічного приводу*, 34(1143), 144–153.
 16. Hamand, Y. C., & Kalamkar, V. (2011). Analysis of Stress and Deflection of Sun Gear by Theoretical and ANSYS Method. *Modern Mechanical Engineering*, (1), 56–68.
 17. Чернышев, В. Л., Остапчук, Ю. А., & Шипулин, А. А. Исследование динамики силовой передачи танка Т-64А в режимах разгона и торможения на сухой грунтовой дороге. *Вісник НТУ «Харківський політехнічний інститут»*. Серія: *Проблеми механічного приводу*. 2013. № 41(1014). С. 162–173.
 18. Шехов, А. В., & Павленко, В. Н. Несущая способность оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times A \Gamma$ при изгибной прочности. *Вісник НТУ «Харківський політехнічний інститут»*. Серія: *Проблеми механічного приводу*. 2013. № 41(1014). С. 173–182.
 19. Матушевич, В. А., Шарабан, Ю. В., Шехов, А. В. [и др.]. Оценка несущей способности оптимальной по массе конструкции планетарного механизма типа $2 \times A \Gamma$ из условия контактной прочности. *Вісник НТУ «Харківський політехнічний інститут»*. Серія: *Проблеми механічного приводу*. 2015. № 34. С. 93–102.
 20. Maruti, E. S., & Arora, R. (2019). Design optimization of a threestage transmission using advanced optimization techniques. *International Journal for Simulation and Multidisciplinary Design Optimization*, 10, A8, 1–11.
 21. Dilawer, S. I., Junaidi, M. A. R., & Mehdi, D. S. N. (2013). Design, load analysis and optimization of compound epicyclic gear trains. *American Journal of Engineering Research*, 2(10), 2320–2847.
 22. Zhang, N., Cao, Y., Du, J., & Li, Q. (2016). Epicyclic Gear Train Parametric Design Based on the Multi-objective Fuzzy Optimization Method. *4th International Conference on Information Systems and Computing Technology*. Atlantis Press. P. 73–79.
 23. Nandepagoudar, S. B. (2017). Design and numerical analysis of optimized planetary gear box. *6th National Conference RDME (17-18 March 2017)*, 05–11.
 24. Daoudi, K., Boudi, E. M., & Abdellah, M. (2019). Genetic approach for multiobjective optimization of epicyclic gear train. *Mathematical Problems in Engineering*, 1–10.
 25. Клітної, В. В., Клітної, В. В., & Бапрак, П. О. Оптимізація планетарної передачі бортового редуктора з використанням методу диференціальної еволюції. *Автомобільний транспорт*. 2020. № 47. С. 15–20. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2020.47.0.15>
 26. Ключков, І. С., Устиненко, О. В., Бондаренко, О. В., & Браславська, Т. С. Побудова цільової функції оптимізації трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою. *Вісник Національного технічного університету ХПІ*. Серія: *Машинознавство та САПР*, 2018. № 7(1283). С. 34–40.
 27. Ткачук М. М., Гречка І. П., Ткачук М. А., Сериков В. І., Грабовський А. В., Пінчук Н. В., Ткачук Г. В., Ключков І. С., Цендра Г. В., Шевченко А. В., Киричук В. В., Фрізюк Д. О. Інтегрована розрахунково-експериментальна технологія аналізу контактної взаємодії з урахуванням пружного проміжного шару. *Вісник НТУ «Харківський політехнічний інститут»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2023. № 23(16561). С. 131–151.
 28. Grabovskiy A., Tkachuk M., Hrechka I., Sierykov V. (2021). Contact interaction of a ball piston and a running track in a hydrovolumetric transmission. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 195–203. ISSN 2195-4356.
 29. Ткачук Н.Н., Скрипченко Н.Б., Ткачук Н.А. Решение задач о контактном взаимодействии шероховатых тел с применением модели нелинейного винклеровского слоя. *Механіка та машинобудування*. Харків, НТУ «ХПІ». 2016. № 1. С. 3–14.

References (transliterated)

1. Tkachuk M. M. *Kontakna mekhanika til iz urakhuvanniam nelineinykh vlastyvosei poverkhnnykh ta promizhnykh shariiv: monografija*. Dnipro: Vydavets Obdymko Olha Stanislavivna, 2022. 255 s.
2. Chernyshev V. L., Kotov V. A., Sovran V. V. Bortovaya gidro-ob'ednennomehaničeskaya transmissiya. *Tezy dop. 22-yi Mizhnar. nauk.-prakt. konf. «Informatsiini tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologija, osvita, zhorovnia» (MicroCAD–2014), 21–23 travnia 2014 r. / red. L. L. Tovazhnianskyi*. Kharkiv: NTU «KhPI», 2014. P. 244.
3. Chernyshev V. L., Ostapchuk Yu.A., Shipulin A.A. (2013). Issledovanie dinamiki silovoy peredachi tanka T-64A v rezhimakh razgona i tormozheniya na suhoj gruntovoy doroge. *Вісник НТУ «ХПІ»*, no. 41, pp. 157–167.
4. Beloutov G.S. (1975). Metod matematicheskogo modelirovaniya perehodnykh protsessov v transportnykh gusenichnykh mashinah. *Vestnik bronetankovoy tekhniki*, no. 5, pp. 22–24.
5. Avrunin G.A., Kabanenko I.V., Havil V.V., Istratov A.V., Bogachev S.V., Lizunov K.M. (2004). Ob'ednaya gidropredacha s sharikovymi porshnyami GOP-900: Harakteristiki i tehničeskij uroven. *Mekhanika ta mashynobuduvannya. Naukovo-tehnichniy zhurnal*. Kharkiv: NTU «KhPI», no. №1, pp. 14–21.
6. Sierykov V. I. (2023) Analiz doslidzen planetamykh korobok peredach bronetankovoi tekhniki (ohlidova stattia). *Вісник НТУ «Харківський політехнічний інститут»*. Серія: *Машинознавство та САПР*, no. 23(16749), pp. 57–68.
7. Volontsevych, D. O., Veretennikov, Ye. O., & Antropov, R. Yu. (2009). Syntez novoi kinematichnoi skhemy bortovykh planetamykh korobok peredach osnovnoho tanku na bazi rozroblynykh kryteriyv otsinky dynamichnosti mashyn. *Mekhanika ta mashynobuduvannya*, (2), 20–32.
8. Xu, X., Dong, P., Liu, Y., & Zhang, H. (2018). Progress in Automotive Transmission. *Technology Automotive Innovation*, 1(3), 187–210.
9. Volontsevich, D. O., Veretennikov, E. A., & Istomin, A. E. (2012). Onboard planetary gearbox for the main tank. *Bulletin of NTU «Kharkiv Polytechnic Institute»*. Series: *Problems of mechanical drive*, no. 36, pp. 32–36.
10. Klitnoi, V. V., & Veretennikov, I. M. (2020). Optymalnyy syntez planetarnogo bortovoho reduktora T-64. Komp'uterni tekhnologii i mekhatronika: zb. nauk. pr. za materialamy 2-yi Mizhnar.nauk. 67 prakt. konf., 28 trav. 2020 r. Kharkiv: KhNADU, pp. 367–370. ISSN 2079-0775
11. Volontsevich, D. O., Kovalyukh, R. V., & Kondusova, N. V. (2011). Osnovy klassifikatsii reguliruyemykh mekhanicheskikh zubchatykh peredach i nekotoryye voprosy ikh strukturnogo sinteza. CH. 1. *Mekhanika ta mashynobuduvannya*, no. 2, pp. 231–239.
12. Didikov, R., Dobretsov, R., & Galyshev, Yu. (2018). Transmission of the Perspective Wheel Tractor with Automatic Gearbox: Management of the Power Distribution Mechanism. *International Review of Mechanical Engineering*, 12, 790–796. DOI.org/10.15866/ireme.v12i9.15646.
13. Salamandra, K., & Tyves, L. (2018). Modeling of cyclic gearshifts in automatic transmissions for vehicles. *Engineering for rural development*, 2071–2078.
14. Hutyrya, S. S., Khomyak, YU. M., Zhehlova, V. M., & Chanchyn, A. N. (2016). Analyticheskoe modelyrovanye u prochnostnoy raschet épytsykla planetarnogo reduktora. *Вісник Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «Kharkivskyy politekhnichnyy instytut»*. Seriya: *Problemy mekhanichnoho pryvodu*, 23(1195), 29–36.
15. Chanchin, A. M. (2015). Modeliuvannya pokaznykiv zhorstkosti épytsyku u skladi planetarnogo kolisnogo reduktora. *Вісник Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «Kharkivskyy politekhnichnyy instytut»*. Seriya: *Problemy mekhanichnoho pryvodu*, no. 34(1143), pp. 144–153.
16. Hamand, Y. C., & Kalamkar, V. (2011). Analysis of Stress and Deflection of Sun Gear by Theoretical and ANSYS Method. *Modern Mechanical Engineering*, (1), 56–68.
17. Chernyshev, V. L., Ostapchuk, YU. A., & Shypulyan, A. A. (2013).

- Yssledovanye dynamyky sylovoy peredachy tanka T-64A v rezhymakh raz-hona y tormozhenyya na sukhoi hruntovoy dorozhe. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «Kharkivskyyu politekhnichnyy institut»*. Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu, no. 41(1014), pp. 162–173.
18. Shekhov, A. V., & Pavlenko, V. N. (2013). Nesushchaya sposobnost' optimal'noy po masse konstruksyyi mnohostupenchatoho planetarnoho mekhanizma tipa n x AI pry yz-hybnoy prochnosti. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «Kharkivskyyu politekhnichnyy institut»*. Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu, no. 41(1014), pp. 173–182.
 19. Matushevych, V. A., Sharaban, YU. V., Shekhov, A. V. [y dr.] (2015). Otsenka nesushchey sposobnosti optimal'noy po masse konstruksyyi planetarnoho mekhanizma tipa $2 \times \bar{A} \bar{I}$ yz uslovyia kontaktnoy prochnosti. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «Kharkivskyyu politekhnichnyy institut»*. Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu, no. 34, pp. 93–102.
 20. Maputi, E. S., & Arora, R. (2019). Design optimization of a three-stage transmission using advanced optimization techniques. *International Journal for Simulation and Multidisciplinary Design Optimization*, 10, A8, 1–11.
 21. Dilawer, S. I., Junaidi, M. A. R., & Mehdi, D. S. N. (2013). Design, load analysis and optimization of compound epicyclic gear trains. *American Journal of Engineering Research*, 2(10), 2320–2847.
 22. Zhang, N., Cao, Y., Du, J., & Li, Q. (2016). Epicyclic Gear Train Parametric Design Based on the Multi-objective Fuzzy Optimization Method. *4th International Conference on Information Systems and Computing Technology*. Atlantis Press. P. 73–79.
 23. Nandepagoudar, S. B. (2017). Design and numerical analysis of optimized planetary gear box. *6th National Conference RDME* (17-18 March 2017), 05–11.
 24. Daoudi, K., Boudi, E. M., & Abdellah, M. (2019). Genetic approach for multiobjective optimization of epicyclic gear train. *Mathematical Problems in Engineering*, 1–10.
 25. Klitnoi, V. V., Klitnoi, V. V., & Batrak, P. O. (2020). Optymizatsiia planetarnoi peredachi bortovoho reduktora z vykorystanniam metody dyferentsialnoi evoliutsii. *Avtomobilnyi transport*, 47, 15–20. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2020.47.0.15>
 26. Klochkov, I. Ye., Ustynenko, O. V., Bondarenko, O. V., & Braslavska, T. S. (2018). Pobudova tsilovoi funktsii optymizatsii transmisii husenychnoho transporter-tiahacha MT-LB za masoiu. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu KhPI. Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 7(1283), pp. 34–40.
 27. Tkachuk M. M., Hrechka I. P Tkachuk., M. A., Sierykov V. I., Hrabovskiy A. V., Pinchuk N. V., Tkachuk H. V., Klochkov I. Ye., Tsendra H. V., Shevchenko A. V., Kyrychuk V. V., Frizuk D. O. (2023) Intehrovana rozrakhunkova-eksperymentalna tekhnolohiia analizu kontaktnoi vzaemodii z urakhuvanniam pruzhnoho promizhnoho sharu. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «Kharkivskyyu politekhnichnyy institut»*. Seriya: *Mashynoznavstvo ta SAPR*, 23(16561), 131 – 151.
 28. Grabovskiy A., Tkachuk M., Hrechka I., Sierykov V. (2021). Contact interaction of a ball piston and a running track in a hydrovolumetric transmission. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, pp. 195–203. ISSN 2195-4356.
 29. Tkachuk M.M., Hrabovskiy A.V., Tkachuk M.A., Saverska M.S. (2019). Rozrakhunkovo-eksperymentalne doslidzhennia vplyvu profilu i zhorstkosti promizhnoho sharu na rozpodil kontaktnoho tysku mizh skladnoprofilnyy tilamy. *Mekhanika ta mashynobuduvannya*, no.1, pp. 36–50.

Надійшла (received). 12.01.2024

Відомості про авторів / About the Authors

Ткачук Микола Миколайович / Tkachuk Mykola – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Інформаційні технології і системи колісних та гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4753-4267>, тел.: (057)7076902, e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org.

Гречка Ірина Павлівна / Hrechka Iryna – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4907-9170>; e-mail: girinap7@gmail.com

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

Грабовський Андрій Володимирович / Grabovskiy Andrey – доктор технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6116-0572>; тел.: (057)7076166, e-mail: andrej8383@gmail.com

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

Ткачук Микола Анатолійович / Tkachuk Mykola A. – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: tma@tmm-sapr.org

Льозний Олег Сергійович / Loznyi Oleh – аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-sapr.org

Ткачук Ганна Володимирівна / Tkachuk Ganna – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Інформаційні технології та системи колісних і гусеничних машин ім. О. О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0435-1847>. e-mail: TkachuckAV@tmm-sapr.org

Зарубіна Алла Олександрівна / Zarubina Alla – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3334-792X>; e-mail: zaralla8@gmail.com.

Коба Андрій Миколайович / Koba Andrii – аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-sapr.org