

*М. М. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, І. П. ГРЕЧКА, В. І. СЕРИКОВ, М. А. ТКАЧУК,  
А. Ю. ВАСИЛЬЄВ, О. С. ЛЬОЗНИЙ*

## **АНАЛІЗ ЗВ'ЯЗАНИХ ФІЗИКО-МЕХАНІЧНИХ ПРОЦЕСІВ ТА СТАНІВ І МЕТОДІВ СИНТЕЗУ ПРОЄКТНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ РІШЕНЬ ЕЛЕМЕНТІВ БОЙОВИХ БРОНЬОВАНИХ МАШИН**

Проаналізовано існуючі методи досліджень контактної взаємодії та напружено-деформованого стану складнопрофільних елементів конструкцій. Основними елементами гідروпередач у танкових трансмісіях є кулькові поршні, які з'єднуються з торовидною біговою поверхнею статорного кільця. Важливі параметри цих елементів – співвідношення радіусів поршня і поперечного перерізу бігової доріжки. Досліджені закономірності вказують на оптимальний діапазон співвідношень радіусів, який забезпечує мінімальний контактний тиск і напруження. Урахування пружно-пластичного деформування матеріалів контактуючих деталей, зокрема поверхневих шарів, є важливим для рекомендаційних рішень. Виявлено закономірності впливу на характеристики міцності та працездатності досліджених конструкцій варіюваних параметрів. Відповідно, у кожному конкретному випадку можна розробити рекомендації при обґрунтуванні прогресивних технічних рішень тих чи інших конструкцій за названими критеріями. Визначальними для міцності та довговічності елементами гідропередач перспективних танкових трансмісій є кулькові поршні у з'єднанні із торовидною біговою поверхнею статорного кільця. Зокрема, важливими параметрами є співвідношення радіусів, з одного боку, – поршня, а з іншого, – поперечного перерізу бігової доріжки. Попри традиційно існуючим підходам та намаганням максимально зблизити форми контактуючих поверхонь спряжених тіл, у роботі установлені закономірності, які вступають у протиріччя із такими рішеннями.

**Ключові слова:** фізико-механічний процес, бойова броньована машина, напружено-деформований стан, контактна взаємодія, гідрооб'ємна передача

*М. М. ТКАЧУК, А. ГРАБОВСЬКИЙ, І. ГРЕЧКА, В. І. СЕРИКОВ, М. А. ТКАЧУК, А. ВАСИЛЬЄВ,  
О. ЛЬОЗНИЙ*

## **ANALYSIS OF RELATED PHYSICAL AND MECHANICAL PROCESSES AND STATES AND SYNTHESIS METHODS OF DESIGN AND TECHNOLOGICAL SOLUTIONS OF ARMORED COMBAT VEHICLES ELEMENTS**

Existing research methods of contact interaction and stress-strain state of complex structural elements are analyzed. The main elements of hydraulic transmissions in tank transmissions are ball pistons that are connected to the toroidal running surface of the stator ring. Important parameters of these elements are the ratio of the radii of the piston and the cross-section of the running track. The studied regularities indicate the optimal range of radii ratios, which ensures minimum contact pressure and stress. Taking into account the elastic-plastic deformation of the materials of the contacting parts, in particular the surface layers, is important for recommendatory decisions. Patterns of influence on the characteristics of strength and performance of the investigated structures of varied parameters have been revealed. Accordingly, in each specific case, it is possible to develop recommendations for the justification of progressive technical solutions of certain structures according to the mentioned criteria. Ball pistons in connection with the toroidal running surface of the stator ring are decisive for strength and durability of the hydraulic transmission elements of promising tank transmissions. In particular, important parameters are the radii ratio of the piston, on the one hand, and on the other, of the cross section of the treadmill. Despite the traditionally existing approaches and efforts to bring the shapes of the contacting surfaces of conjugated bodies as close as possible, the work established regularities that contradict such solutions.

**Keywords:** physical and mechanical process, armored combat vehicle, stress-strain state, contact interaction, hydraulic transmission

**Вступ.** У низці робіт [1–4] відзначено, що для багатьох елементів бойових броньованих машин важливим чинником при визначенні прогресивних технічних рішень є вплив на їх службові характеристики форми контактуючих поверхонь та властивостей поверхневих шарів матеріалів у розрізі аналізу зв'язаних фізико-механічних процесів та станів і методів синтезу проектно-технологічних рішень елементів бойових броньованих машин. З огляду на це цей важливий напрямок варто продовжувати та розвивати. Зокрема, це стосується елементів гідрооб'ємних передач для перспективних танкових трансмісій, що і сформувало напрямки розробок і досліджень, описаних у цій роботі.

**Аналіз існуючих методів досліджень контактної взаємодії та напружено-деформованого стану складнопрофільних елементів конструкцій.** Значна кількість наукових публікацій присвячена аналізу фізико-механічних процесів у елементах бойових броньованих машин (ББМ). Наприклад, у роботі [5] розроблено модифікацію методу граничних елементів для вивчення впливу форми бігової доріжки на контактну взаємодію зі сферичним поршнем гідропередачі. За допомогою параметричної моделі досліджено, як форма профілю бігової доріжки та податливість шару шорсткості впливають на розподіл контактних тисків.

У дослідженні, описаному у роботі [6], представлені методи аналізу напружено-деформованого стану елементів радіальних гідропередач з урахуванням контактної взаємодії. Розроблені модифікації методу граничних елементів, які використовуються для аналізу впливу кількості циліндрів на напружено-деформований стан блока циліндрів. Також проведено дослідження впливу профілю бігової доріжки на розподіл контактного тиску у спряженні з кульковим поршнем, включаючи аналіз характеру розподілу та величини цього контактного тиску. Отримана база даних використовується для розробки рекомендацій щодо обґрунтування проектних параметрів елементів радіальних гідропередач.

У роботі [7] розроблені розрахункові схеми для математичного моделювання елементів гідрооб'ємних передач і математичні моделі для визначення напружено-деформованого стану цих елементів. З використанням розробленого програмного забезпечення була знайдена оптимальна форма внутрішньої геометрії робочих каналів блоку розподільників цапф гідрооб'ємної передачі. Це призвело до збільшення

© М. М. Ткачук, А. В. Грабовський, І. П. Гречка,  
В. І. Сериков, М. А. Ткачук,  
А. Ю. Васильєв, О. С. Льозний, 2024

міцності і жорсткості цього блоку, а також зниження втрат потужності при його роботі.

У роботі [8] проведено параметризацію та синтез раціональної форми робочого каналу блока розподільників цапф. Жорсткість цього елемента визначали на основі результатів аналізу напружено-деформованого стану методом скінченних елементів.

У роботах [9] представлено результати чисельного моделювання ударного згину для сталі з використанням програми LS-DYNA. Досліджено дві широко використовувані моделі поведінки матеріалів при динамічному навантаженні: модель Джонсона-Кука і модель Купера-Саймондса. Вивчено можливість використання «літературних» коефіцієнтів для цих моделей без оптимізації під конкретний тип навантаження. Показано важливість врахування швидкості деформації при розрахунках динамічних процесів. Проведено оцінку точності розрахункової моделі за допомогою додаткових критеріїв руйнування, що дозволило значно підвищити точність отриманих результатів.

У роботі [10] для забезпечення високих технічних характеристик гідрооб'ємних передач у танкових трансмісіях проведено дослідження напружено-деформованого стану кулькових поршнів, які контактують зі статорним кільцем. Розроблена скінченно-елементна модель із варійованими параметрами для визначення напружено-деформованого стану цих поршнів. Введено проміжний шар із варійованим модулем пружності для моделювання контактної жорсткості поверхневого шару. Досліджено вплив варійованих параметрів на міцність кулькових поршнів та розроблено рекомендації щодо підвищення рівня технічних рішень.

У роботі [11] розглянуто сучасні тенденції проєктування, дослідження та використання гідравлічних машин у приводах та трансмісіях. Аналізується використання гідромеханічних трансмісій, їх переваги та недоліки порівняно з механічними. Розглядаються сучасні підходи до проєктування та програмне забезпечення для супроводу проєкту. Встановлено проблеми у використанні програмного забезпечення для синтезу структури гідромеханічних трансмісій. Оглянуті фактори, що впливають на надійність гідрооб'ємних передач, та шляхи зменшення впливу цих факторів.

У роботі [12] проаналізовано контакт і адгезію жорсткого плоского круглого пуансона з еластичним шаром, прикріпленим до підкладки. Автор дослідив переваги та обмеження різних методів аналізу проблем контакту, що включають адгезивні тракції. Особливу увагу приділено ефекту неминучої шорсткості поверхонь.

У роботі [13] проведено експериментальні дослідження та отримані статистичні моделі впливу режимів обробки на якість поверхневого шару та циклічну довговічність армованих деталей машин. Досліджено вплив різних параметрів на ефективність зміцнення металу та утворення залишкових напружень при обробці розмірною комбінованою обкаткою. Встановлено, що оптимальні значення ефективного зазору різця, радіуса профілю ролика та ефективного

натягу ролика сприяють досягненню високої циклічної довговічності зміцнених деталей, перевищуючи довговічність неармованих та поверхнево зміцнених деталей. Розроблено методику та алгоритм проєктування технології обробки, а також комп'ютерну програму для розрахунку якості поверхневого шару та циклічної довговічності деталей, що дозволяє вибирати оптимальні режими обробки. Результатом є технологічний процес, що дозволяє створювати стискаючі залишкові напруження в поверхневому шарі деталей та підвищувати продуктивність праці до 2 разів з покращенням якості поверхневого шару.

У статті [14] проведено аналіз даних про ефективність поверхневої пластичної деформації для підвищення зносостійкості пар тертя. Установлено, що стабілізація зусиль кочення та оптимальні режими кочення деталей роликками суттєво впливають на підвищення зносостійкості деталей.

У роботі [15] описано розробку позашляховика в дослідницькій лабораторії для демонстрації концепції гідравлічної гібридної трансмісії у легковому транспортному засобі.

Дослідження, що описане у дисертації [16], створює методологію проєктування для оптимізації гідравлічної гібридної трансмісії з поділом потужності.

*Мета роботи* – підвищення паливної ефективності, продуктивності прискорення та стійкості до невизначеності. Дослідження включає аналіз, моделювання, розробку методів оптимізації та експериментальне підтвердження. Результати можуть покращити гідравлічні гібридні трансмісії у різних видів транспорту.

У роботах [17, 18] описано новий тип гідравлічної гібридної трансмісії, яка відрізняється від звичайних конструкцій. Ця нова система поєднує в собі різні технології, такі як гідростатична трансмісія, паралельна гібридна трансмісія та використання акумулятора високого тиску, що може підключатися вибірково за допомогою спеціальних логічних елементів, які можуть бути пасивними або активно керованими.

У роботі [19] досліджено робочий принцип радіально-поршневого насоса. В цьому типі насоса розподільні частини клапанної пластини відповідають за розподіл масла в поршневих камерах, а розподільний вал замінено. Для зменшення тертя між статором і ротором встановлено підшипник. Також розроблена система пропорційного регулювання, що дозволяє змінювати робочий об'єм насоса.

У роботі [20] розроблено методику для оцінки впливу зовнішнього теплообміну, деформаційної роботи та теплообміну змішування на нагрів робочої рідини в насосі.

Аналіз робіт [1–20] дає підстави для загального висновку про те, що натеper актуальною залишається проблема аналізу зв'язаних фізико-механічних процесів та станів і методів синтезу проєктно-технологічних рішень елементів бойових броньованих машин.

*Мета роботи* – визначення впливу форми робочих поверхонь та властивостей матеріалів на міцність елементів радіальних гідропередач при їх

контактній взаємодії частинний випадок зв'язаних процесів пружно-пластичного деформування, напружено-деформованого стану та контакту у технічній системі.

**Дослідження розподілів контактної тиску і напружено-деформованого стану елементів гідروпердач перспективних танкових трансмісій за варіювання властивостей матеріалів, форми контактуючих поверхонь та із урахуванням**

**пружно-пластичного деформування.** Одним із важливих елементів, що визначає компоненти тактико-технічних характеристик рухливості вітчизняних танків, є гідрооб'ємна передача (рис. 1) [21], якою оснащуються перспективні танкові трансмісії. А вже у цій гідропердачі (рис. 2) – це елементи системи «кульковий поршень – статорне кільце».

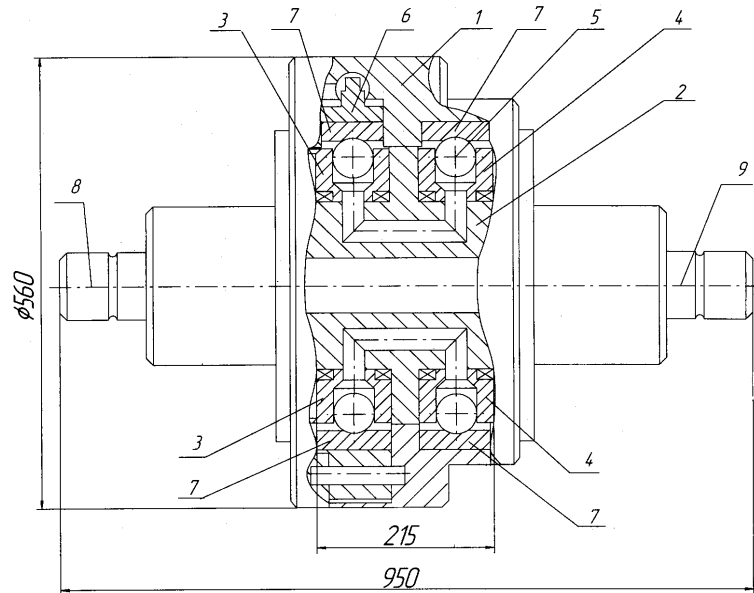


Рисунок 1 – Гідропердача ГОП-900 із кульковими поршнями [21]:

1 – корпус; 2 – блок цапфових розподільвачів; 3 – блок циліндрів насоса (ротор); 4 – блок циліндрів гідромотора (ротор); 5 – кульковий поршень; 6 – статор насоса; 7 – обойми (бігові доріжки) насоса та гідромотора; 8 і 9 – вхідний і вихідний вали гідропердачі

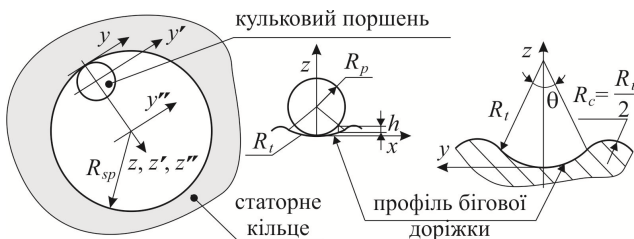


Рисунок 2 – До розрахункової схеми контактної взаємодії кулькового поршня із біговою доріжкою статорного кільця радіальної гідрооб'ємної пердачі ГОП-900 [22]

Дійсно, із огляду на конструктивне виконання (поршень – куля, бігова доріжка статорного кільця – тор із поперечним профілем  $G$ ) саме у зоні спряження цих елементів концентруються напруження, викликані локалізацією навантажень у вигляді контактної тиску. У силу близькості радіусів  $R_p$  та  $R_t$  на характер розподілу контактної тиску, його рівень та розміри області контакту чинять вплив властивості матеріалів поршня, статорного кільця, а також їхніх поверхневих шарів.

Отже, значущими можна визначити параметри

$$\gamma = \frac{R_t - R_p}{R_p}, \quad \chi = \frac{\sigma_T^{\text{III}} - 800}{\sigma_T^{\text{III}}}, \quad (1)$$

де  $\sigma_T^{\text{III}}$  – межа плинності матеріалу поверхневого шару, МПа, відповідно із номінальним рівнем 800 МПа (рис. 3).

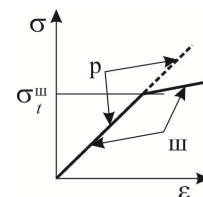


Рисунок 3 – Діаграми деформування матеріалів поршня (р) та поверхневого шару (ш) матеріалу

Товщина пружно-пластичного поверхневого шару – 0,1 мм.

На рис. 4, 5 наведені граничні умови та розрахункова схема, що використовуються у ході досліджень.

Варіюються: радіус бігової доріжки: радіус кулі  $R_p$  дорівнює 31,75 мм, фактичний радіус бігової доріжки  $R_t$  варіюється як [31.75; 32.54375; 33.3375; 34.13125; 34.925] мм, співвідношення радіусів  $\gamma$  [0; 0.025; 0.05; 0.075; 0.1], межа плинності  $\sigma_T^{\text{III}}$  варіюється як [800; 1000; 1500;  $\infty$ ] МПа, дотичний модуль – 1010 МПа.

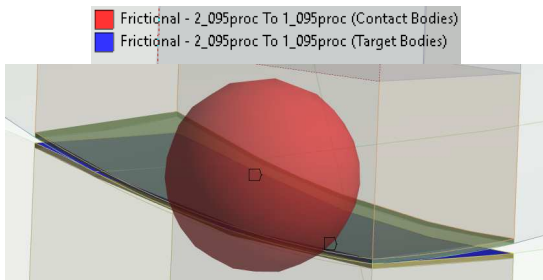


Рисунок 4 – Нелінійний контакт (frictional, коефіцієнт тертя 0,1)

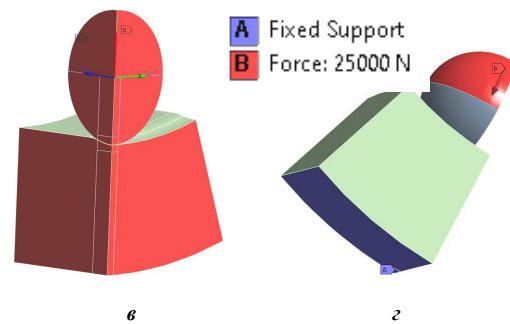
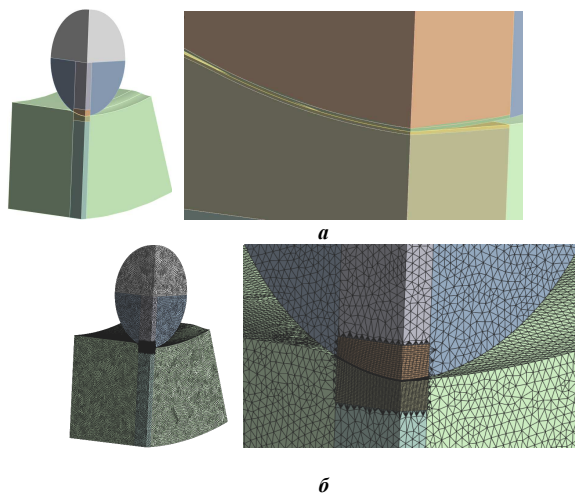
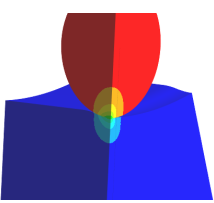
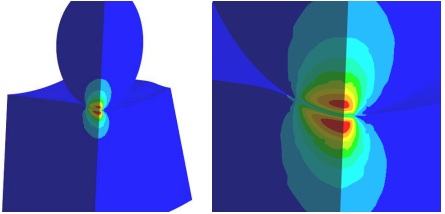
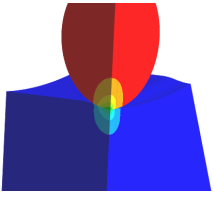
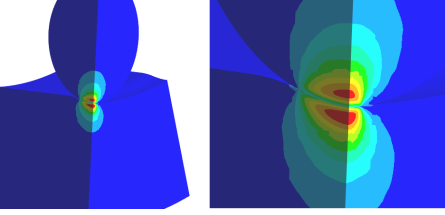
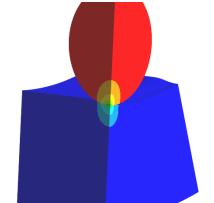
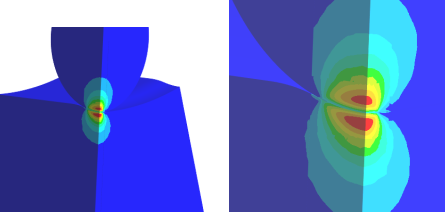
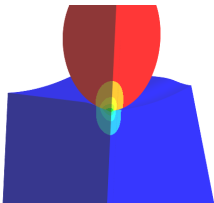
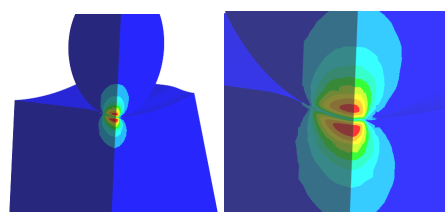
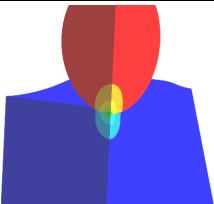
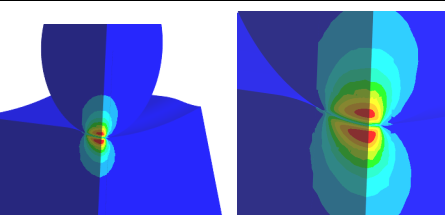


Рисунок 5 – Розрахункова схема напружено-деформованого стану радіальної гідрооб'ємної передачі ГОП-900: *а* – геометрична модель; *б* – скінченно-елементна модель (220 тис. вузлів); *в* – умови антисиметрії; *г* – граничні умови (закріплення нижньої поверхні та навантаження на кулю, загальне навантаження – 100 кН)

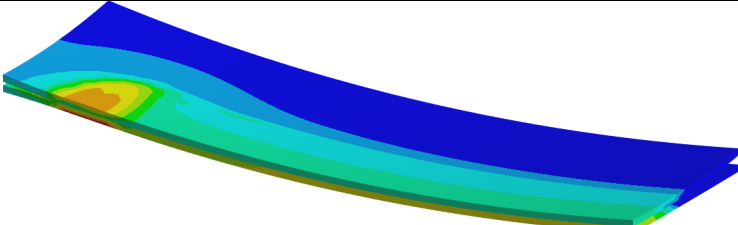
Таблиця 1 – Розподіли компонент напружено-деформованого стану у гідрооб'ємній передачі за різних значень межі плинності  $\sigma_T^m$ , МПа

$\sigma_T^m$ , МПа	Значення	Картини розподілу	Значення	Картини розподілу
	повних переміщень, мм ( $10^{-3}$ м)		еквівалентних напружень за Мізесом, МПа	
радіус бігової доріжки 31.75 мм				
$\infty$	0,103 0,0917 0,0802 0,0687 0,0573 0,0458 0,0344 0,0229 0,0115 0		2054,1 1825,9 1597,6 1369,4 1141,2 912,95 684,71 456,48 228,24 0,010789	
800	0,103 0,0917 0,0802 0,0688 0,0573 0,0458 0,0344 0,0229 0,0115 0		2037,7 1811,3 1584,9 1358,5 1132,1 905,65 679,24 452,83 226,42 0,010784	
1000	0,103 0,0917 0,0802 0,0687 0,0573 0,0458 0,0344 0,0229 0,0115 0		2048,9 1821,3 1593,6 1366 1138,3 910,64 682,98 455,33 227,67 0,010789	

$\sigma_T^{\text{III}}$ , МПа	Значення	Картини розподілу	Значення	Картини розподілу
	повних переміщень, мм ( $10^{-3}$ м)		еквівалентних напружень за Мізесом, МПа	
радіус бігової доріжки 32.54375 мм				
∞				
	0,115 0,103 0,0897 0,0769 0,0641 0,0513 0,0384 0,0256 0,0128 0		1690,2 1502,4 1314,6 1126,8 939,03 751,22 563,42 375,62 187,81 0,010914	
800				
	0,115 0,103 0,0897 0,0769 0,0641 0,0513 0,0384 0,0256 0,0128 0		1678,5 1492 1305,5 1119 932,48 745,99 559,49 373 186,51 0,011817	
1000				
	0,115 0,102 0,0897 0,0769 0,0641 0,0512 0,0384 0,0256 0,0128 0		1688,8 1501,1 1313,5 1125,9 938,22 750,57 562,93 375,29 187,65 0,011825	
радіус бігової доріжки 33.3375 мм				
∞				
	0,127 0,113 0,0985 0,0844 0,0703 0,0563 0,0422 0,0281 0,0141 0		1567,5 1393,3 1219,2 1045 870,83 696,67 522,5 348,34 174,18 0,010721	
800				
	0,127 0,113 0,0985 0,0844 0,0703 0,0563 0,0422 0,0281 0,0141 0		1567 1392,8 1218,7 1044,6 870,54 696,43 522,33 348,22 174,12 0,010715	
1000				
	0,127 0,113 0,0985 0,0844 0,0703 0,0563 0,0422 0,0281 0,0141 0		1567,7 1393,5 1219,3 1045,1 870,96 696,77 522,58 348,39 174,2 0,010721	
радіус бігової доріжки 34.13125 мм				
∞				
	0,137 0,122 0,106 0,0912 0,076 0,0608 0,0456 0,0304 0,0152 0		1699,9 1511 1322,1 1133,3 944,38 755,51 566,63 377,76 188,89 0,011472	

$\sigma_T^{\text{III}}$ , МПа	Значення	Картини розподілу	Значення	Картини розподілу
	повних переміщень, мм ( $10^{-3}$ м)		еквівалентних напружень за Мізесом, МПа	
радіус бігової доріжки 34.13125 мм				
800	0,137 0,122 0,106 0,0912 0,076 0,0608 0,0456 0,0304 0,0152 0		1699,5 1510,6 1321,8 1133 944,16 755,33 566,5 377,67 188,84 0,011466	
1000	0,137 0,122 0,106 0,0912 0,076 0,0608 0,0456 0,0304 0,0152 0		1700 1511,1 1322,2 1133,3 944,46 755,57 566,68 377,79 188,9 0,011472	
радіус бігової доріжки 34.925 мм				
$\infty$	0,145 0,129 0,113 0,0966 0,0805 0,0644 0,0483 0,0322 0,0161 0		1805,2 1604,6 1404,1 1203,5 1002,9 802,33 601,75 401,17 200,59 0,012057	
800	0,145 0,129 0,113 0,0966 0,0805 0,0644 0,0483 0,0322 0,0161 0		1804,6 1604,1 1403,6 1203,1 1002,6 802,05 601,54 401,03 200,52 0,012049	
1000	0,145 0,129 0,113 0,0966 0,0805 0,0644 0,0483 0,0322 0,0161 0		1805,2 1604,6 1404 1203,5 1002,9 802,31 601,73 401,16 200,59 0,012056	

Таблиця 2 – Розподіли еквівалентних напружень у пластичному шарі, МПа, у гідрооб'ємній передачі за різних значень межі плинності  $\sigma_T^{\text{III}}$ , МПа, та радіусами бігової доріжки, мм

$\sigma_T^{\text{III}}$ , МПа	Значення	Картини розподілу
радіус бігової доріжки 31.75 мм		
$\infty$	1373,2 1223,8 1074,3 924,87 775,42 625,97 476,52 327,06 177,61 28,163	

$\sigma_T^{\text{III}}$ , МПа	Значення	Картини розподілу
радіус бігової доріжки 31.75 мм		
800	871,59 777,87 684,14 590,42 496,7 402,97 309,25 215,53 121,8 28,081	
1000	1020,6 910,34 800,07 689,79 579,52 469,24 358,96 248,69 138,41 28,137	
радіус бігової доріжки 32.54375 мм		
8	1251,2 1114,7 978,25 841,79 705,32 568,86 432,39 295,93 159,46 22,999	
800	831,17 741,37 651,58 561,79 472 382,21 292,42 202,63 112,84 23,047	
1000	1028,2 916,5 804,8 693,1 581,4 469,7 358 246,3 134,59 22,892	
радіус бігової доріжки 33.3375 мм		
8	1089 975,14 861,27 747,4 633,53 519,66 405,79 291,92 178,06 64,186	
800	831,17 745,88 660,59 575,3 490,01 404,72 319,43 234,14 148,85 63,564	
1000	1010 904,94 799,84 694,75 589,65 484,56 379,46 274,36 169,27 64,174	
радіус бігової доріжки 34.13125 мм		
8	1110,6 993,46 876,29 759,12 641,96 524,79 407,62 290,45 173,28 56,11	



$\sigma_T^{\text{ш}}$ , МПа	Значення	Картини розподілу
радіус бігової доріжки 34.13125 мм		
800	817,8 733,17 648,54 563,92 479,29 394,67 310,04 225,41 140,79 56,163	
1000	1006,1 900,57 795,02 689,47 583,92 478,37 372,81 267,26 161,71 56,159	
радіус бігової доріжки 34.925 мм		
8	1142 1020,3 898,64 776,96 655,29 533,61 411,93 290,25 168,57 46,897	
800	820,1 734,18 648,26 562,34 476,43 390,51 304,59 218,67 132,75 46,831	
1000	1008,1 901,26 794,46 687,65 580,85 474,04 367,24 260,44 153,63 46,827	

Таблиця 3 – Розподіли контактного тиску, МПа, у гідрооб'ємній передачі за різних значень межі плинності  $\sigma_T^{\text{ш}}$ , МПа, та радіусами бігової доріжки, мм

$\sigma_T^{\text{ш}}$ , МПа	Значення	Картини розподілу
радіус бігової доріжки 31.75 мм		
8	3448,1 3064,9 2681,8 2298,7 1915,6 1532,5 1149,4 766,23 383,12 0	
800	3389,9 3013,2 2636,6 2259,9 1883,3 1506,6 1130 753,3 376,65 0	
1000	3425,7 3045 2664,4 2283,8 1903,1 1522,5 1141,9 761,26 380,63 0	
радіус бігової доріжки 32.54375 мм		
8	2910,4 2587 2263,6 1940,3 1616,9 1293,5 970,13 646,76 323,38 0	


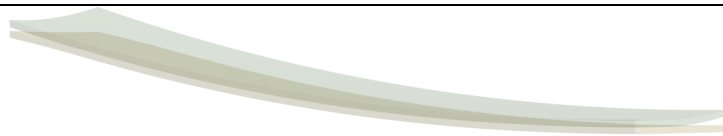
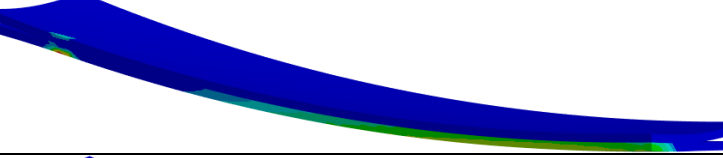
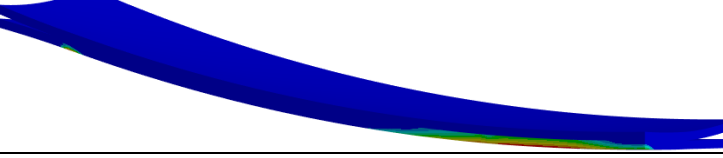

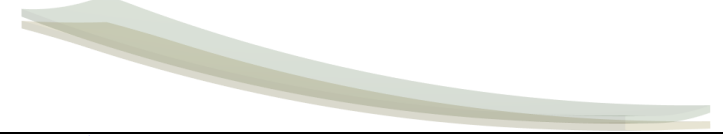
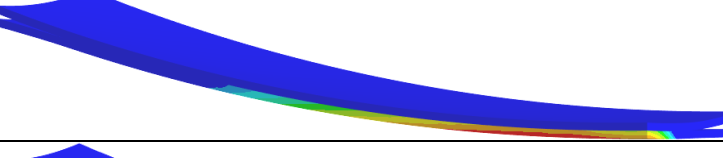
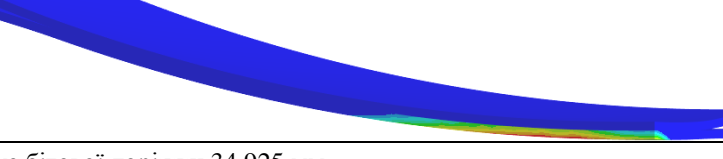

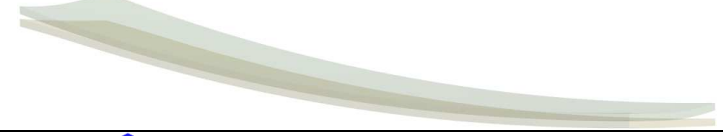
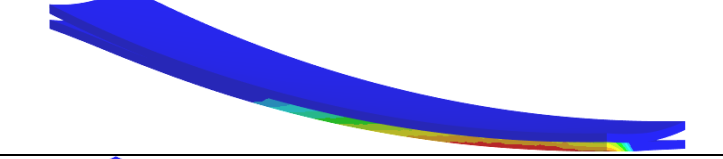
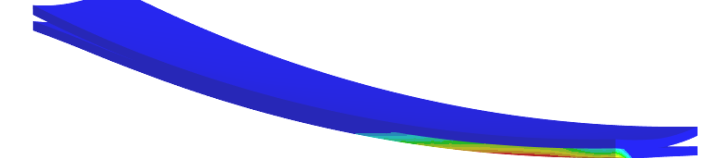


$\sigma_T^{\text{III}}$ , МПа	Значення	Картини розподілу
радіус бігової доріжки 32.54375 мм		
800	2877 2557,3 2237,6 1918 1598,3 1278,7 958,99 639,33 319,66 0	
1000	2898 2576 2254 1932 1610 1288 966,02 644,01 322,01 0	
радіус бігової доріжки 33.3375 мм		
8	2536,4 2254,6 1972,8 1691 1409,1 1127,3 845,48 563,65 281,83 0	
800	2533,9 2252,3 1970,8 1689,3 1407,7 1126,2 844,63 563,08 281,54 0	
1000	2535,9 2254,1 1972,4 1690,6 1408,8 1127,1 845,29 563,53 281,76 0	
радіус бігової доріжки 34.13125 мм		
8	2725,3 2422,5 2119,7 1816,9 1514,1 1211,3 908,44 605,63 302,81 0	
800	2720,6 2418,3 2116,1 1813,8 1511,5 1209,2 906,88 604,59 302,29 0	
1000	2722,8 2420,2 2117,7 1815,2 1512,7 1210,1 907,59 605,06 302,53 0	
радіус бігової доріжки 34.925 мм		
8	2923,5 2598,7 2273,8 1949 1624,2 1299,3 974,5 649,67 324,83 0	

$\sigma_T^{\text{III}}$ , МПа	Значення	Картини розподілу
радіус бігової доріжки 34.13125 мм		
800	2920,4 2595,9 2271,4 1946,9 1622,5 1298 973,47 648,98 324,49 0	
1000	2921,7 2597,1 2272,4 1947,8 1623,2 1298,5 973,9 649,27 324,63 0	

Таблиця 4 – Розподіли еквівалентних пластичних деформацій у гідрооб'ємній передачі за різних значень межі плинності  $\sigma_T^{\text{III}}$ , МПа, та радіусами бігової доріжки, мм

$\sigma_T^{\text{III}}$ , МПа	Значення	Картини розподілу
радіус бігової доріжки 31.75 мм		
∞	0	
800	0,0065192 0,0057948 0,0050705 0,0043461 0,0036218 0,0028974 0,0021731 0,0014487 0,00072435 0	
1000	0,0027474 0,0024421 0,0021368 0,0018316 0,0015263 0,001221 0,00091578 0,00061052 0,00030526 0	
радіус бігової доріжки 32.54375 мм		
∞	0	
800	0,0042358 0,0037652 0,0032945 0,0028239 0,0023532 0,0018826 0,0014119 0,0009413 0,00047065 0	
1000	0,0014831 0,0013183 0,0011536 0,00098876 0,00082397 0,00065917 0,00049438 0,00032959 0,00016479 0	

$\sigma_T^{\text{III}}$ , МПа	Значення	Картини розподілу
радіус бігової доріжки 33.3375 мм		
8		
800	0,0022992 0,0020437 0,0017882 0,0015328 0,0012773 0,0010218 0,00076639 0,00051092 0,00025546 0	
1000	0,00035592 0,00031638 0,00027683 0,00023728 0,00019773 0,00015819 0,00011864 7,9094e-5 3,9547e-5 0	
радіус бігової доріжки 34.13125 мм		
8		
800	0,0017815 0,0015836 0,0013856 0,0011877 0,00098973 0,00079179 0,00059384 0,00039589 0,00019795 0	
1000	0,00061446 0,00054619 0,00047792 0,00040964 0,00034137 0,0002731 0,00020482 0,00013655 6,8274e-5 0	
радіус бігової доріжки 34.925 мм		
8		
800	0,0020178 0,0017936 0,0015694 0,0013452 0,001121 0,00089678 0,00067259 0,00044839 0,0002242 0	
1000	0,00080773 0,00071799 0,00062824 0,00053849 0,00044874 0,00035899 0,00026924 0,0001795 8,9748e-5 0	

Як видно, для контактної взаємодії кулькового поршня із торovidним статорним кільцем для нульового та малого рівня параметра  $\gamma$  спостерігається концентрація контактного тиску на периферії області контакту та його високий рівень (2,9÷3,5 ГПа).

Як свідчать наведені результати, зі зростанням

параметру  $\gamma$  характер розподілу контактного тиску у спряженні «куля – тор» різко змінюється. Максимум контактного тиску реалізується у центрі області контакту. При цьому зі зростанням параметра  $\gamma$  його рівень спочатку знижується, а надалі – зростає.

Наведені результати свідчать про суттєвий вплив

параметрів  $\gamma$ ,  $\chi$  на контактну взаємодію та компоненти напружено-деформованого стану у системі «кульковий поршень – статорне кільце» гідропередачі типу ГОП-900.

**Аналіз результатів досліджень напружено-деформованого стану та контактної взаємодії елементів радіальних передач.** Для напружено-деформованого стану досліджуваних поршня та бігової доріжки гідропередачі ГОП-900 характерними є дві різко відмінні особливості (рис. 6–14). По-перше, це

практично лінійна залежність рівня переміщень від різниці радіусів кулі та тора, а також слабка залежність від рівня межі плинності матеріалу поверхневого шару. По-друге, – це наявність деякого «оптимуму» у залежності рівня еквівалентних напружень від відносної різниці діаметрів кулі та тора  $\Delta R$  ( $\equiv \gamma$  – див. (1)) (приблизно у зоні 5%) та незначний вплив відносного рівня межі плинності матеріалу поверхневих шарів  $\chi$  (див. (1)).

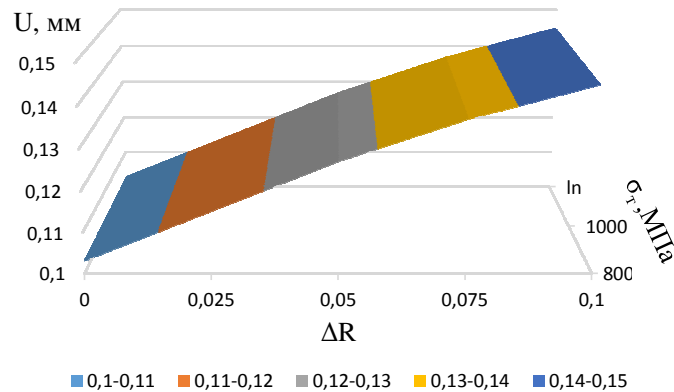


Рисунок 6 – Залежність максимальних переміщень в гідропередачі ГОП-900  $U$ , мм, від відносної різниці радіусів поршня та бігової доріжки  $\Delta R$  та межі плинності  $\sigma_T^{\text{III}}$ , МПа, матеріалу проміжного шару

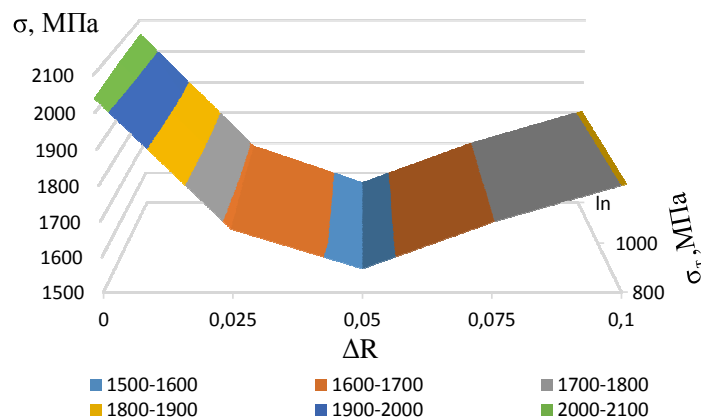


Рисунок 7 – Залежність максимальних еквівалентних напружень за Мізесом, МПа, у ГОП-900 від відносної різниці радіусів поршня та бігової доріжки  $\Delta R$  та межі плинності  $\sigma_T^{\text{III}}$ , МПа, матеріалу проміжного шару

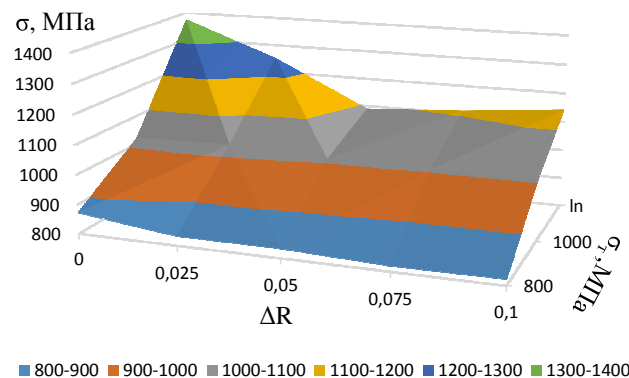


Рисунок 8 – Залежність максимальних еквівалентних напружень за Мізесом у проміжному шарі від межі плинності  $\sigma_T^{\text{III}}$  його матеріалу та відносної різниці радіусів поршня та бігової доріжки  $\Delta R$

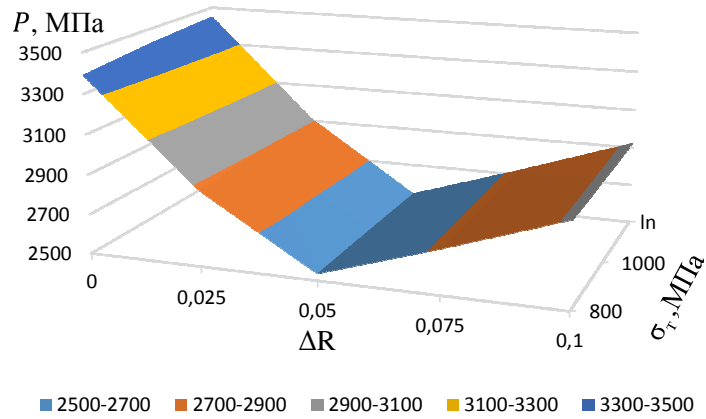


Рисунок 9 – Залежність максимального контактної тиску в ГОП-900  $p$ , МПа, від відносної різниці радіусів поршня та бігової доріжки  $\Delta R$  та межі плинності  $\sigma_T^m$  матеріалу проміжного шару

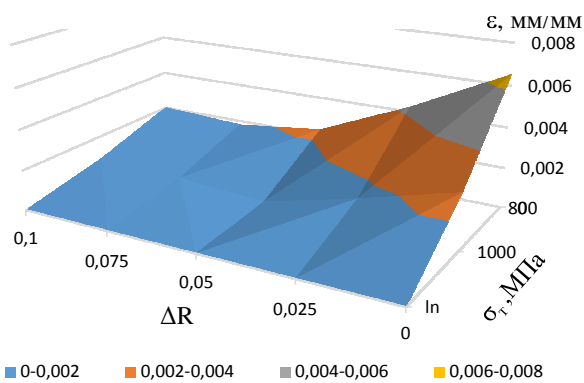


Рисунок 10 – Залежність максимальних пластичних деформацій  $\epsilon$  в ГОП-900 від відносної різниці радіусів поршня та бігової доріжки  $\Delta R$  та межі плинності  $\sigma_T^m$  матеріалу проміжного шару

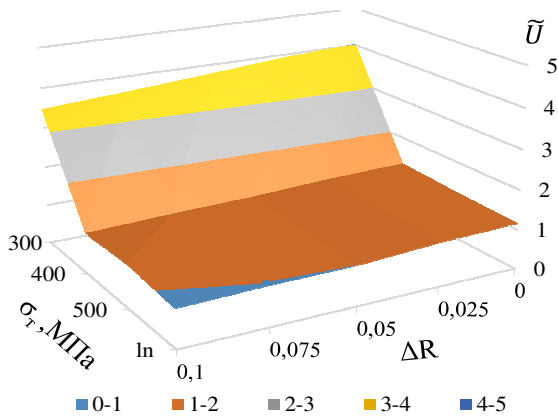


Рисунок 11 – Залежність відносних повних переміщень у конструкції «шар – бігова доріжка»  $\tilde{U}$  від варійованих параметрів

Тобто вдалим вибором параметрів вдається у півтора рази знизити рівень напружень, а також – контактної тиску. Мова йде про зниження рівня напружень із  $\sim 2$  ГПа до  $\sim 1,6$  ГПа, а тиску – із  $\sim 3,4$  ГПа до  $\sim 2,6$  ГПа.

Таким чином, на компоненти напружено-

деформованого стану досліджуваної системи елементів ГОП-900 відчутний вплив чинять вибір радіусу поперечного перерізу бігової доріжки статорного кільця та (меншою мірою) межі плинності  $\sigma_T^m$  матеріалу проміжного шару.

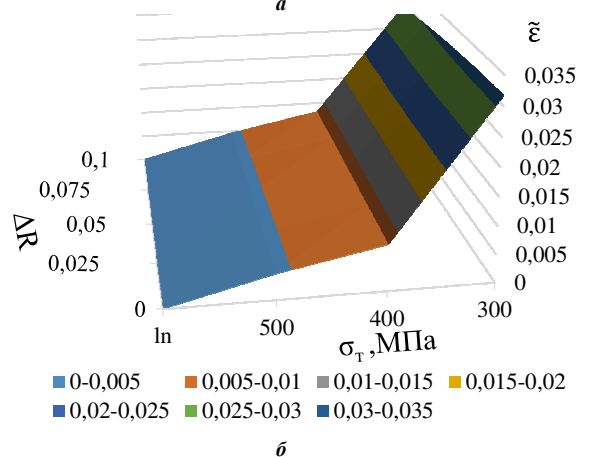
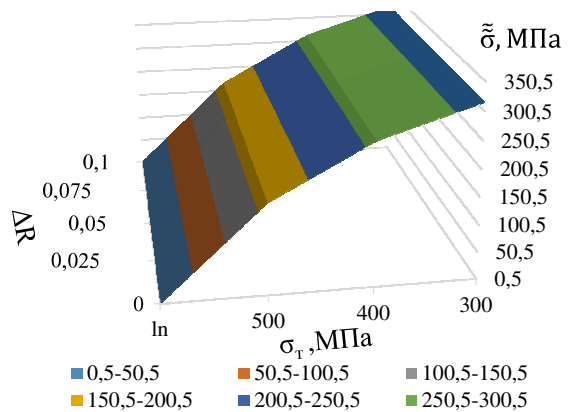


Рисунок 12 – Залежність залишкових еквівалентних напружень  $\tilde{\sigma}$  та пластичних деформацій  $\tilde{\epsilon}$  у конструкції «шар – бігова доріжка» від варійованих параметрів:  $a$  – залишкові еквівалентні напруження;  $b$  – залишкові пластичні деформації

У цілому аналіз наведених результатів свідчить, з одного боку, про працездатність розробленої методології досліджень. З іншого боку, виявлені

закономірності впливу на характеристики міцності та працездатності досліджених конструкцій варійованих параметрів. Відповідно, у кожному конкретному випадку можна розробити рекомендації при обґрунтуванні прогресивних технічних рішень тих чи інших конструкцій за названими критеріями.

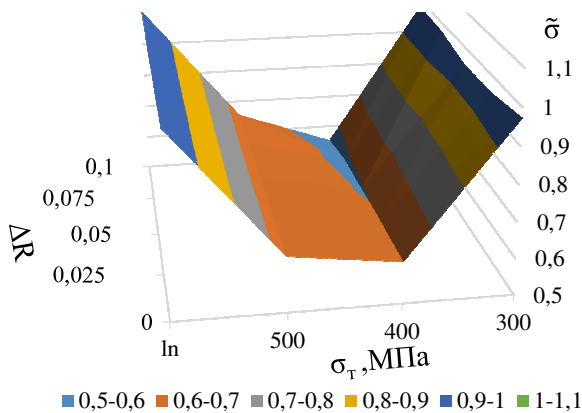


Рисунок 13 – Залежність відносних еквівалентних напружень у конструкції «шар – бігова доріжка» від варійованих параметрів

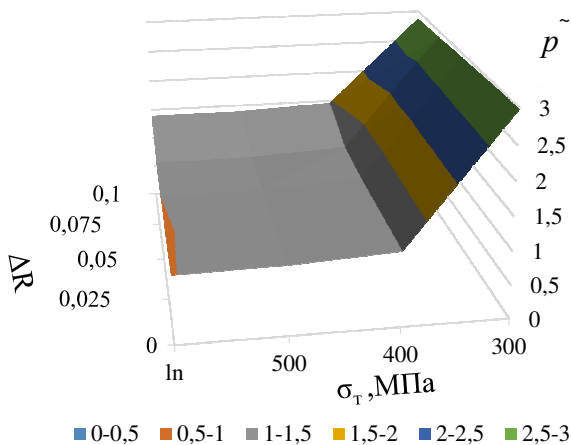


Рисунок 14 – Залежність відносного контактного тиску від варійованих параметрів

## Висновки

1. Визначальними для міцності та довговічності елементами гідропередач перспективних танкових трансмісій є кулькові поршні у з'єднанні із торовидною біговою поверхнею статорного кільця. Зокрема, важливими параметрами є співвідношення радіусів, з одного боку, поршня, а з іншого – поперечного перерізу бігової доріжки. Попри традиційно існуючим підходам та намаганням максимально зблизити форми контактуючих поверхонь спряжених тіл, у роботі установлені закономірності, які вступають у протиріччя із такими рішеннями.

2. Існує певний діапазон співвідношень зазначених радіусів (тобто ~ 5%), що є достатньо вдалим із точки зору значень контактного тиску і діючих напружень. Перехід до менших або більших значень цих співвідношень призводить до різкого (~ у 1,5 рази) зростання контактного тиску та напружень.

3. Для визначення рекомендованих конкретних рішень важливо розв'язати задачу про контактну взаємодію кулі із тором. Також важливо при цьому врахувати пружно-пластичний характер деформування матеріалів контактуючих деталей, у т.ч. – і поверхневих шарів цих тіл.

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., Гречка І. П., Сериков В. І., Грабовський А. В., Вейлер В. С., Ткачук М. А., Льюзний О. С., Ткачук Г. В., Коба А.М. Аналіз напружено-деформованого стану контактуючих елементів гідропередач для перспективних танкових трансмісій за варіювання та збурення форми поверхонь та властивостей матеріалів тіл. *Вісник НТУ «ХП»*. Зб. наук. праць. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2024. № 1. С. 81–100.
2. Грабовський А.В., Третяк В.В., Волошина І. О., Ткачук М. М., Марусенко С. І., Сериков В. І., Гречка І. П., Ткачук Г. В., Зарубіна А. О., Васильєв А. Ю. Розрахунково-експериментальні дослідження макету гідропередачі танкової трансмісії. *Вісник Національного технічного університету «ХП»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2022. № 1. С. 43–53. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2022.1.04>
3. Ткачук М. М., Пінчук Н. В., Ткачук Г. В., Клочков І. С., Ткачук М.А., Грабовський А. В., Сериков В. І., Гречка І. П., Куценко С. В., Цимбал Г. І., Коба А. М. Нові фізичні чинники за контактної взаємодії пружних тіл уздовж поверхонь близької форми. *Вісник Національного технічного університету «ХП»*, серія: *Машинознавство та САПР*. 2022. № 2. С. 94–126. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2022.2.10>
4. Ткачук М. М., Гречка І. П., Ткачук М. А., Сериков В. І., Грабовський А. В., Пінчук Н. В., Ткачук Г. В., Клочков 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 Національного технічного університету «ХП»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2023. № 1. С. 131–151. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2023.1.13>
5. Скрипченко Н.Б., Ткачук А.В., Ткачук Н.Н., Касай Е.И., Крылюк Б.И. Влияние формы беговой дорожки на контактное взаимодействие с шаровыми поршнями радиальной гидропередачи. *Вісник НТУ «ХП»*. Зб. наук. праць. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2015. № 31 (1140). С. 81–100. [http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpim\\_2015\\_31\\_11](http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpim_2015_31_11).
6. Мартыненко А. В., Ткачук Н. Н., Скрипченко Н. Б., Бирик Д. В., Ткачук А. В., Саверская М. С., Шеманская В. В. Напряженно-деформированное состояние контактирующих элементов гидропередач. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2018. № 7 (1283). С. 47–75.
7. Ткачук Н. А., Бирик Д. В. Разработка численных моделей для комплексного исследования напряженно-деформированного состояния элементов гидропередачи ГОП-900. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2018. № 7 (1283). С. 107–120. [http://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2018\\_7.pdf](http://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2018_7.pdf).
8. Бібік Д. В. Синтез геометрії робочого каналу та її вплив на продуктивність гідрооб'ємної передачі типу ГОП-900. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2019. № 7 (1332). С. 8–12. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2019.7.02>
9. Ткачук М. М., Грабовський А. В., Ткачук М. А., Хлань О.В., Саверська М. С., Ткачук Г.В. Експериментальне дослідження контактної взаємодії кульового поршня радіальної гідропередачі з профільованою біговою доріжкою. *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. 2019. № 7 (1332). С. 132–147. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2019.7.03>



10. Ткачук М. М., Грабовський А. В., Ліпейко А. І., Литвин Б. Я., Рікунов О. М., Саверська М. С., Ткачук Г. В., Сериков В. І. Обґрунтування технічних рішень гідропередач перспективних танкових трансмісій на основі моделювання контактної взаємодії кулькового поршня із біговою доріжкою. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ» Серія: Машинознавство та САПР*. 2019. № 2. С. 68–77. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2019.2.07>
11. Сериков В. І. Сучасні тенденції проектування, дослідження та використання гідравлічних машин у приводах механізмів і трансмісіях (оглядова стаття). *Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія: Машинознавство та САПР*. 2021. № 2. С. 77–84. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2021.2.11>
12. Ciavarella M., Joe J., Papangelo A., Barber J. R. (2019). The role of adhesion in contact mechanics. *Journal of the Royal Society Interface*, 16(151), 0738. <https://doi.org/10.1098/rsif.2018.0738>
13. Marchenko D.D., Matvyeyeva K.S. (2022) Study of the Stress-Strain State of the Surface Layer During the Strengthening Treatment of Parts / *Problems of Tribology*. 27, 3/105, 82–88. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2022-105-3-82-88>
14. Marchenko D.D., Artyukh V.A., Matvyeyeva K.S. (2020) Analysis of the influence of surface plastic deformation on increasing the wear resistance of machine parts. *Problems of Tribology*. 25, 2/96, 6–11. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2020-96-2-6-11>
15. Kwon H., Sprengel M., Ivantysynova M. (2016) Thermal modeling of a hydraulic hybrid vehicle transmission based on thermodynamic analysis. *Energy*. 116, 650–660. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.10.001>
16. Sprengel M.; Bleazard T.; Haria H.; Ivantysynova M. (2015) Implementation of a Novel Hydraulic Hybrid Powertrain in a Sports Utility Vehicle. *IFAC-PapersOnLine*. 48, 187–194. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2015.10.027>
17. Cheong K.L. (2015) Design and Analysis of Hydraulic Hybrid Passenger Vehicles. Ph.D. Thesis, University of Minnesota, Minneapolis, MN, USA. [https://scholar.google.com/scholar\\_lookup?title=Design+and+Analysis+of+Hydraulic+Hybrid+Passenger+Vehicles&author=Cheong,+K.L.&publication\\_year=2015](https://scholar.google.com/scholar_lookup?title=Design+and+Analysis+of+Hydraulic+Hybrid+Passenger+Vehicles&author=Cheong,+K.L.&publication_year=2015)
18. Sprengel M., Ivantysynova M. (2014) Recent Developments in a Novel Blended Hydraulic Hybrid Transmission. *SAE Tech. Pap.* 2399. <https://doi.org/10.4271/2014-01-2399>
19. Dong P., Zhao S., Fan S., Zhu M. and Zhang P. (2020) Double-rotator and valve plate distribution radial piston pump, *Assembly Automation*. 40, 2, 265–271. <https://doi.org/10.1108/AA-12-2018-0270>
20. Shcherba V.E. (2024) Calculation and analysis of compression and expansion in a piston hybrid power machine with regenerative heat exchange in pump mode. *Heat Mass Transfer*. 60, 395–404. <https://doi.org/10.1007/s00231-023-03435-y>
21. Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В., Истратов А.В. и др. Объемная гидропередача с шариковыми поршнями ГОП-900: характеристики и технический уровень. *Механика та машинобудування*. 2004. № 1. С. 14–21.
22. Ткачук М. М. *Мікромеханічні моделі та методи осереднення властивостей матеріалів мережевої структури та проміжних шарів контактуючих тіл* [Електронний ресурс] : дис. ... докт. техн. наук : спец. 01.02.04 – механіка деформованого твердого тіла / ТКАЧУК Микола Миколайович; Національна академія наук України Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного НАН України. Харків, 2019. 464 с.
3. Tkachuk M. M., Pinchuk N. V., Tkachuk H. V., Klochkov I. Ye., Tkachuk M.A., Grabovskiy A. V., Sierykov V. I., Hrechka I. P., Kutsenko S. V., Tsybmal H. I., Koba A. M. (2022) Novi fizychni chynnyky za kontaktnoi vzaiemodii pruznykh til uzdovzh poverkhon blyzkoj formy. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 2, pp. 94–126. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2022.2.10>
4. Tkachuk M. M., Hrechka I. P., Tkachuk M. A., Sierykov V. I., Grabovskiy A. V., Pinchuk N. V., Tkachuk H. V., Klochkov I. Ye., Tsendra H.V., Shevchenko A.V., Kyrychuk V.V., Frizyuk D.O. (2023) Intehrovana rozrakhunkova-eksperymentalna tekhnolohiia analizu kontaktnoi vzaiemodii z urakhuvanniam pruzhnoho promizhnoho sharu. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 131–151. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2023.1.13>
5. Skripchenko N.B., Tkachuk A.V., Tkachuk N.N., Kasai Ye.I., Krilyuk B.I. (2015) Vliyanie formy begovoi dorozhki na kontaktnoe vzaimodeistvie s sharovimi porshnyami radialnoi gidropredachi. *Visnyk NTU «KhPI». Zb. nauk. prats. Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 31 (1140), pp. 81–100. Rezhim dostupu: [http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpim\\_2015\\_31\\_11](http://nbuv.gov.ua/UJRN/vcpim_2015_31_11).
6. Martinenko A. V., Tkachuk N. N., Skripchenko N. B., Bibik D. V., Tkachuk A. V., Saverskaya M. S., Shemanskaya V. V. (2018) Napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie kontaktiruyushchikh elementov gidropredach. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 7 (1283), pp. 47–75.
7. Tkachuk N. A., Bibik D. V. (2018) Razrabotka chislennikh modelei dlya kompleksnogo issledovaniya napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya elementov gidropredachi GOP-900. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 7 (1283), pp. 107–120. [http://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2018\\_7.pdf](http://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2018_7.pdf).
8. Bibik D. V. (2019) Syntez heometrii robochoho kanalu ta yii vplyv na produktyvnist hidroobimnoi peredachi typu HOP-900. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 7 (1332), pp. 8–12. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2019.7.02>
9. Tkachuk M. M., Grabovskii A. V., Tkachuk M. A., Khlan O.V., Saverska M. S., Tkachuk G.V. (2019) Yeksperimentalne doslidzhennya kontaktnoi vzaiemodii kulovogo porshnya radialnoi gidropredachi z profilovanoyu bigovoyu dorizhkoyu. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 7 (1332), pp. 132–147. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2019.7.03>
10. Tkachuk M. M., Grabovskii A. V., Lipeiko A. I., Litvin B. Ya., Rikunov O. M., Saverska M. S., Tkachuk G. V., Sierikov V. I. (2019) Obgruntuvannya tekhnichnikh rishen gidropredach perspektivnykh tankovykh transmisii na osnovi modelyuvannya kontaktnoi vzaiemodii kulkovogo porshnya iz bigovoyu dorizhkoyu. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI» Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 2, pp. 68–77. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2019.2.07>
11. Sierikov V. I. (2021) Suchasni tendentsii proektuvannya, doslidzhennya ta vikoristannya gidravlichnikh mashin u privodakh mekhanizmv i transmisiyakh (oglyadova stattya). *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 2, pp. 77–84. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2021.2.11>
12. Ciavarella M., Joe J., Papangelo A., Barber J. R. (2019). The role of adhesion in contact mechanics. *Journal of the Royal Society Interface*, no. 16(151), pp. 0738. <https://doi.org/10.1098/rsif.2018.0738>

#### References (transliterated)

1. Tkachuk M. M., Hrechka I. P., Sierykov V. I., Grabovskiy A. V., Veiler V. S., Tkachuk M. A., Loznyi O. S., Tkachuk H. V., Koba A.M. (2024) Analiz napruzhenno-deformovanoho stanu kontaktuiuyuchykh elementiv hidropredach dlia perspektivnykh tankovykh transmisii za variuvannya ta zburennia formy poverkhon ta vlastyvoitei materialiv til. *Visnyk NTU «KhPI». Zb. nauk. prats. Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 81–100.
2. Grabovskiy A.V., Tretiak V.V., Voloshyna I. O., Tkachuk M. M., Marusenko S. I., Sierykov V. I., Hrechka I. P., Tkachuk H. V., Zarubina A. O., Vasylyev A. Yu. (2022) Rozrakhunkovo-eksperymentalni doslidzhennia maketu hidropredachi tankovoi transmisii. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 43–53. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2022.1.04>
13. Marchenko D.D., Matvyeyeva K.S. (2022) Study of the Stress-Strain State of the Surface Layer During the Strengthening Treatment of Parts. *Problems of Tribology*. no. 27, iss. 3/105, pp. 82–88. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2022-105-3-82-88>
14. Marchenko D.D., Artyukh V.A., Matvyeyeva K.S. (2020) Analysis of the influence of surface plastic deformation on increasing the wear resistance of machine parts. *Problems of Tribology*. no. 25, iss. 2/96, pp. 6–11. <https://doi.org/10.31891/2079-1372-2020-96-2-6-11>
15. Kwon H., Sprengel M., Ivantysynova M. (2016). Thermal modeling of a hydraulic hybrid vehicle transmission based on thermodynamic analysis. *Energy*, no. 116, pp. 650–660. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.10.001>
16. Sprengel M., Bleazard T., Haria H., Ivantysynova M. (2015). Implementation of a Novel Hydraulic Hybrid Powertrain in a Sports Utility Vehicle. *IFAC-PapersOnLine*, no. 48, pp. 187–194.



- <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2015.10.027>
17. Cheong K.L. (2015). Design and Analysis of Hydraulic Hybrid Passenger Vehicles. Ph.D. Thesis, University of Minnesota, Minneapolis, MN, USA, [https://scholar.google.com/scholar\\_lookup?title=Design+and+Analysis+of+Hydraulic+Hybrid+Passenger+Vehicles&author=Cheong,+K.L.&publication\\_year=2015](https://scholar.google.com/scholar_lookup?title=Design+and+Analysis+of+Hydraulic+Hybrid+Passenger+Vehicles&author=Cheong,+K.L.&publication_year=2015)
  18. Sprengel M., Ivantysynova M. Recent Developments in a Novel Blended Hydraulic Hybrid Transmission. *SAE Tech. Pap.* 2014, 2014. <https://doi.org/10.4271/2014-01-2399>
  19. Dong P., Zhao S., Fan S., Zhu M., Zhang P. (2020), Double-rotator and valve plate distribution radial piston pump, *Assembly Automation*, no. 40, iss. 2, pp. 265–271. <https://doi.org/10.1108/AA-12-2018-0270>
  20. Shcherba V.E. (2024) Calculation and analysis of compression and expansion in a piston hybrid power machine with regenerative heat exchange in pump mode. *Heat Mass Transfer*, no. 60, pp. 395–404. <https://doi.org/10.1007/s00231-023-03435-y>
  21. Avrunin G.A., Kabanenko I.V., Khavil V.V., Istratov A.V. i dr. (2004) Obemnaya gidroperedacha s sharikovimi porshnyami GOP-900: kharakteristiki i tekhnicheskii uroven. *Mekhanika ta mashinobuduvannya*, no. 1, pp. 14–21.
  22. Tkachuk M. M. *Mikromekhanichni modeli ta metody oserednennia vlastyvoستي materialiv merezhevoi struktury ta promizhnykh shariv kontaktuiuchykh til* [Elektronnyi resurs] : dys. ... dokt. tekhn. nauk : spets. 01.02.04 – mekhanika deformivnoho tverdogo tila / TKACHUK Mykola Mykolaiovych; Natsional-na akademiia nauk Ukrainy Instytut problem mashynobuduvannia im. A.M. Pidhornoho NAN Ukrainy. Kharkiv, 2019. 464 p.

Надійшла (received) 30.03.2024

#### Відомості про авторів /About the Authors

**Ткачук Микола Миколайович / Tkachuk Mykola M.** – доктор технічних наук, старший дослідник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний науковий співробітник кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e-mail: [m.tkachuk@tmm-sapr.org](mailto:m.tkachuk@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>; e-mail: [andrej8383@gmail.com](mailto:andrej8383@gmail.com)

**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](mailto: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», докторант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5295-3925>; e-mail: [SerikovVI@tmm-sapr.org](mailto:SerikovVI@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>; e-mail: [tma@tmm-sapr.org](mailto:tma@tmm-sapr.org)

**Васильєв Антон Юрійович / Vasiliev Anton** – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8106-0950>; e-mail: [AVasiliev@tmm-sapr.org](mailto:AVasiliev@tmm-sapr.org)

**Льозний Олег Сергійович / Loznyi Oleg** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; e-mail: [s1708@tmm-sapr.org](mailto:s1708@tmm-sapr.org)