

К.Е. Голенко<sup>1</sup>, В.О. Дитинюк<sup>1</sup>, О.В. Диха<sup>1</sup><sup>1</sup> Хмельницький національний університет, м. Хмельницький, Україна**ВПЛИВ ДИСКРЕТНОСТІ НА НАПРУЖЕННЯ В РЕЗУЛЬТАТІ ПРОФІЛЮВАННЯ І ТРИБОКОНТАКТУ МЕТОДОМ ANSYS-МОДЕЛЮВАННЯ**

В сучасному інженерному світі, де висока точність і безпека конструкцій є ключовими пріоритетами, важливо мати засоби для дослідження й оцінки максимальних напружень елементів в результаті профілювання та трибоконтакту. Ця задача вимагає інноваційних підходів та високотехнологічних інструментів, серед яких вирізняється метод комп'ютерного моделювання в середовищі ANSYS. У представлених нижче матеріалах ми проаналізуємо вплив обкочування прокату з наклепом гладкою поверхнею ролика та з насічками, заміряємо результати напружень при наступному пресуванні досліджуваного зразка в результаті трибоконтакту з пресом.

Питання тертя та трибології, що вивчають взаємодію поверхонь при контакті, стають дедалі важливішими в різних галузях індустрії, від автомобілебудування до медицини. Наші випробування проходять за межею текучості матеріалу виготовлення при послідовному проходженні прокату через етап профілювання (обкочування роликом) та наступного трибоконтакту з пресом. Для виявлення залежності напружень від рівномірності поверхонь контактних пар дослідимо два варіанти профілювання: обкочування гладким роликом та з насічками, що визначає дискретність поверхневого шару. Такий підхід дозволяє виявити вплив конфігурації поверхні в результаті профілювання з пластичною деформацією на максимальні та середні напруження моделі. Додатковою задачею є підтвердження гіпотези спадання середніх напружень поверхні в міру росту показника дискретності (переходу від гладкого стану до перфорованого в результаті профілювання).

**Ключові слова:** профілювання, трибоконтакт, трибологія, зміцнений шар, пластична деформація, дискретність, напруження по Мізесу, деформації, переміщення, напружено-деформований стан, Ansys Static Structural.

**ВСТУП**

Питання міцності поверхневого шару в результаті нормальних, дотичних напружень або складнонапруженого стану моделі відносить для настільки розповсюджених задач, що по факту дослідженням трибоконтакту займаються не лише науковці, а й виробники зі сфери автомобілебудування. Класичний приклад - роторний двигун Mazda, яка є піонером у розробці серійних автомобілів, на яких встановлюються роторні двигуни (РПД). Модель RX-7, яка надійшла у продаж в 1978 році, була найуспішнішим автомобілем із РПД. Але цьому передували ряд легкових автомобілів з ротором, вантажівок і навіть автобусів (починаючи з Cosmo Sport 1967 р.). Mazda RX-8, стала останнім серійним авто від Mazda, на якому стоїть новий роторний двигун - Renesis. На сьогоднішній день з'явився унікальний прототип гібриду Mazda MX-30 e-Skyactiv R-EV, у якому РПД слугує генератором для живлення блоку батарей, енергія котрих витрачається на електродвигун (привід не передні колеса). У роторному двигуні значно менше рухомих частин, ніж у поршневому, проте це не робить його надійнішим за класичний поршневий. Двороторний двигун складається всього з 3 рухомих частин: двох роторів та вихідного вала. Навіть найпростіший чотириохциліндровий поршневий двигун має як мінімум 40 рухомих частин, таких як поршні, шатуни, розподільчий вал, клапани, пружини клапанів, рокери, ремінь ГРМ, зубчасті колеса та колінвал. Камера згоряння двигуна Ванкеля має форму епітрохіди і саме по її поверхні відбувається найінтенсивніше тертя кінців ротора, що активно стираються та провокують прискорене зношення двигуна (скорочення ресурсу). Очевидно, що є й інші цікаві та актуальні приклади проблем трибоконтакту, а відтак існують найрізноманітніші методики їх комп'ютерного моделювання. Одна з таких і є предметом наших досліджень.

**АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ**

У сучасній науковій літературі міститься величезна кількість публікацій, присвячених дослідженню напружень в результаті контакту пар тертя. Так, класичною за своєю темою є стаття [1], що містить порівняльне дослідження конструкції косозубої передачі та робочих характеристик, яке було проведено за допомогою аналізу кінцевих елементів (FEA) та теоретичних методів. Теоретичний аналіз напружень згину у гвинтових зубчастих передачах оцінювався за допомогою графічного інтерфейсу користувача Python Tkinter (GUI) і розв'язувача Microsoft Excel на основі специфікацій Американської Асоціації Виробників Передач (AGMA) і рівняння Льюїса.

Продовження теми аналітичного і чисельного аналізу контактних напружень прямозубих зубчастих коліс можна знайти у [2]. Тема трибоконтакту радіальних елементів обкочування висвітлюється у публікаціях [3,4] - дослідження скінченними елементами конформного контакту кочення колесо-рейка. Фактично це дуже близький випадок до умов нашого експерименту (обкочування прокату роликком з профілюванням). Додатково слід звернутися до енциклопедичних знань з трибології щодо взаємодії криволінійних поверхонь – розділ «3D Line Contact EHL» [5].

У роботі [6] авторами викладено дослідження контактної втоми пружного композитного циліндричного роликкового підшипника на основі підповерхневих напружень. Методом кінцевих елементів проведено аналіз підповерхневих напружень пружних композитних циліндричних роликопідшипників з різним ступенем наповнення: значення підповерхневих напружень було на 31,65% менше, ніж у звичайних циліндричних роликкових підшипників, тобто, поверхнєве зміцнення відіграє вирішальну роль у твердості деталі. В рамках публікації [7] була зроблена спроба провести детальне дослідження контактного напруження для всіх термопластичних передач за допомогою 3D FEA та порівняти їх з 2D FEA. Підповерхневі (ПП) та поверхневі (П) напруження були виявлені під час 3D та 2D аналізу для обох досліджуваних шестерень. Для П максимальне контактне напруження виникало при найменшому значенні глибини 0.15–0.155 мм, а для ПП – на глибині 0.275–0.28 мм. Оскільки в наших дослідженнях ми будемо оперувати поняттям залишкових напружень в результаті контакту пар, представляється доцільним звернутися до [8], де авторами описано вплив залишкових напружень на властивості матеріалу, який можна розділити на дві основні категорії: вплив на міцність матеріалу, наприклад, втома, і вплив на шкідливу деформацію, таку як відхилення розмірів під час або після обробки. Результати показують, що залишкові напруження мають значний вплив на жорсткість поверхні з'єднання двох тіл, зокрема, жорсткість збільшується паралельно із залишковими напруженнями. Темі жорсткості поверхонь під час контакту присвячені наукові публікації [9,10].

Що стосується досліджень напружень згідно з теорією міцності Мізеса-Хенкі, в даному випадку можемо звернутися до робіт автора даної публікації [11,12]. Беручи до уваги, що ми використовуємо метод досліджень на основі кінцево-елементного аналізу з використанням програмного середовища Ansys, важливо ознайомитися зі статтями [13-15], де обговорюються особливості створення крайових умов і аналіз отриманих результатів в Ansys Workbench.

### ЦІЛЬ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Ціль представлених досліджень полягає у визначенні впливу дискретності на показники напружено-деформованого стану прокату в результаті профілювання та наступного трибоконтакту шляхом комп'ютерного моделювання у середовищі Ansys. В ході досліджень буде виявлено фактори впливу на формування максимальних й середніх напружень та проаналізовано тенденції їх зміни протягом експерименту. Для цього буде вирішено три задачі трибоконтакту на базі Ansys-моделювання взаємодії преса зі сталевим прокатом:

- 1) без попереднього наклепу;
- 2) після попереднього наклепу його поверхні гладким роликком;
- 3) після попереднього наклепу його поверхні роликком з насічками.

Фактичними очікуваними результатами аналітичних досліджень виступають карти максимальних напружень моделі прокату у проміжних станах (контрольних точках) та графіки їх зміни протягом комп'ютерної імітації натурних випробувань зразка.

### РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

**Задача №1.** Досліджувана модель являє собою прес у формі паралелепіпеда висотою 50 мм та площею 58x50 мм, а також прокат товщиною 4 мм та контактною площею 50x40 мм (рис.1а).

Матеріали виготовлення елементів моделі у розрахунковому середовищі Ansys Static Structural закладено наступні:

- прес – Titanium Alloy (рис.2а) з межею текучості 930 МПа (Tensile Yield Strength);
- прокат – Structural Steel NL (рис.2б) з нелінійними характеристиками залежності напружень-деформацій (Stress-Strain) типу Bilinear Isotropic Hardening. Межа текучості складає 250 МПа.

Кінцево-елементна сітка складається з 11573 елементів, сполучених у 55125 вузли (рис.1б). Найбільшій деталізації зазнала модель прокату – максимальний розмір кінцевого елемента закладено рівним 1 мм. Мета такого детального розбиття полягає у підвищенні точності отриманих результатів напружень та деформацій з можливістю проаналізувати ситуацію всередині моделі та у критичних локаціях.

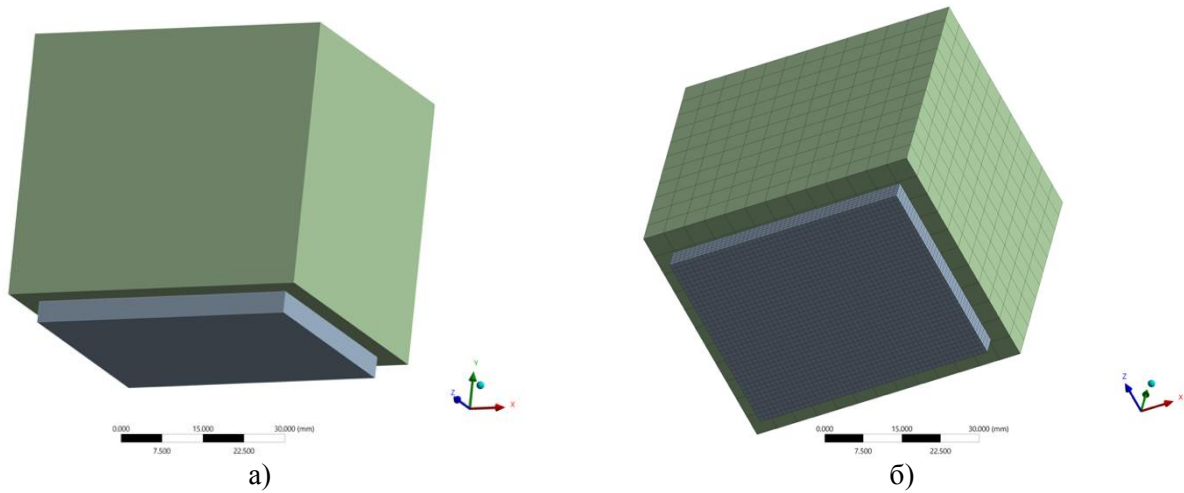


Рисунок 1 – Модель трибоконтракту в Ansys: а) прес з прокатом ; б) МКЕ-сітка

Density	4620	kg m <sup>-3</sup>	Density	7850	kg m <sup>-3</sup>
Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			Isotropic Elasticity		
Isotropic Elasticity			Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio	
Derive from	Young's Modulus and Poisson's Ratio		Young's Modulus	2E+11	Pa
Young's Modulus	9.6E+10	Pa	Poisson's Ratio	0.3	
Poisson's Ratio	0.36		Bulk Modulus	1.6667E+11	Pa
Bulk Modulus	1.1429E+11	Pa	Shear Modulus	7.6923E+10	Pa
Shear Modulus	3.5294E+10	Pa	Bilinear Isotropic Hardening		
Tensile Yield Strength	9.3E+08	Pa	Active Table	Total	
Compressive Yield Strength	9.3E+08	Pa	Yield Strength	2.5E+08	Pa
Tensile Ultimate Strength	1.07E+09	Pa	Tangent Modulus	1.45E+09	Pa
Compressive Ultimate Strength	0	Pa			

Рисунок 2 – Фізико-механічні властивості матеріалу виготовлення моделей: а) Titanium Alloy; б) Structural Steel NL

До крайових умов розрахунку належать:

- контакт з коефіцієнтом тертя 0.2 (Frictional support) між поверхнею преса та прокату;
- вертикальне переміщення преса на основі ступеня вільності бічних граней вздовж осі X (тип з'єднання - Transitional Joint Body-Ground). Значення переміщення складає  $\Delta = 0.4$  мм. Графік прикладання навантаження є лінійним. Таким чином досягається ущільнення поверхні прокату з отриманням пластичних деформацій;
- фіксація нижньої грані прокату з вертикальним обмеженням переміщень вздовж осі Y (Displacement), що імітує реальну опорну поверхню в умовах натурних випробувань з можливістю переміщення в горизонтальній площині;
- час експерименту – 1 с

Є доцільним проаналізувати логіку підходу при формуванні крайових умов зі сторони преса. На відміну від переважної більшості теоретичних наукових досліджень, де прикладається навантаження у вигляді сили, наш експеримент полягає в моделюванні саме переміщення моделі преса. Такий підхід є суттєво ближчим до реальних промислових процесів зміцнення поверхневого шару наклепом, коли кінцевий виріб має відповідати певним геометричним параметрам (розмірам) в кінці експерименту. Так, наприклад, прокат повинен мати певну фінальну товщину, що є сталюю по його довжині й зберігається однаковою у характерних точках виробу. У випадку навантаження у вигляді сили ми не можемо бути впевненими у рівномірності її розподілу по поверхні прокату або в однорідності сприйняття даної сили самим прокатом.

Перейдемо до оцінки напружень моделі прокату: максимальне значення склало 469.36 МПа та знаходиться у куті (рис.3). Значення перевищує межу текучості Structural Steel (250 МПа). Центральна частина тіла прокату отримала значно нижчі значення напружень (261.31 МПа), проте вони знаходяться за межею текучості також.

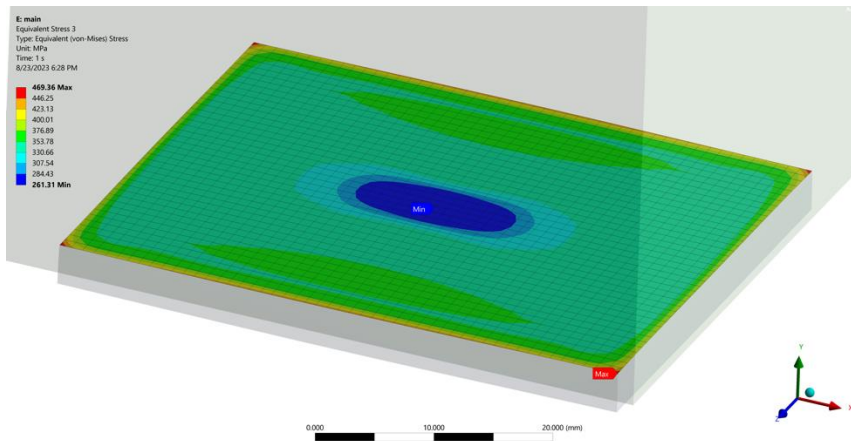


Рисунок 3 – Карта напружень трибоповерхні прокату під дією преса

**Задача №2.** Ускладнимо задачу профілюванням, провівши моделювання з попереднім наклепом поверхні нашого об'єкта досліджень – сталевому прокату. Для цього інтегруємо у крайові умови середовища Ansys Static Structural сегмент обкатного ролика (рис.4). Таким чином, ми імітуємо конвеєр: спочатку прокат піддається профілюванню зі сторони ролика та отримує пластичні деформації, а далі, як по конвеєрній стрічці, пересувається під прес для наступного трибоконтракту з ним. Матеріали виготовлення складових моделі залишаються без змін, а ролику присвоєно матеріал Titanium Alloy (рис.2а) з межею текучості 930 МПа (Tensile Yield Strength). Пенетрація поверхні ролика у прокат моделюється завдяки різниці їх положення по вертикалі – відносне зміщення складає 0.3 мм і забезпечує ефект захвату роликом прокату з відповідним його наклепом.

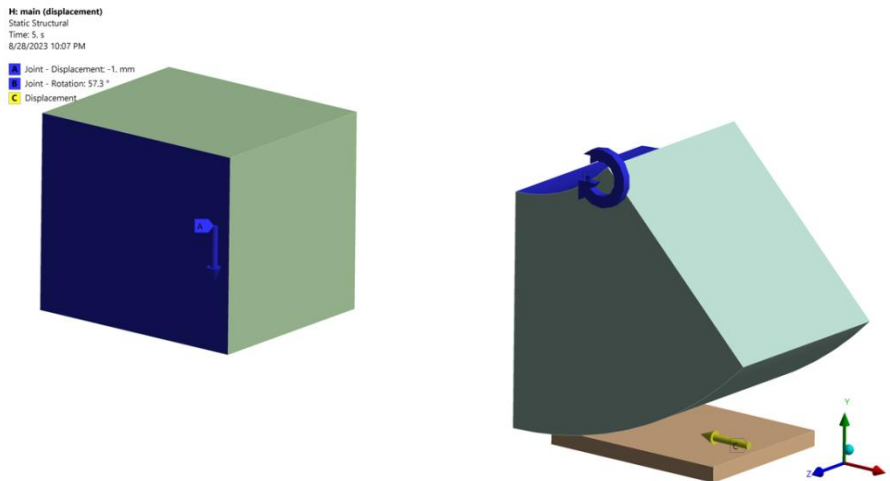


Рисунок 4 – Розрахункова модель з попереднім наклепом

До крайових умов розрахунку належать перераховані у задачі вище, а також:

- кут обертання ролика складає  $57.3^\circ$  і досягається протягом 5 с. Дане значення пороховано на основі наступного рівняння:

$$\alpha_r = \frac{l_s \cdot 360^\circ}{2\pi r_r}, \quad (1)$$

де:  $\alpha_r$  – кут обертання ролика,  $^\circ$ ;  $l_s$  – шлях, який проходить прокат протягом 5 с ( $l_s = 100$  мм);  $r_r$  – радіус ролика ( $r_r = 100$  мм).

Рівняння (1) базується на такій умові: ролик має пройти той самий шлях  $l_s$ , який проходить прокат протягом 5 с, щоб їх контакт відбувся без прослизань.

Динаміка процесу є наступною:

- хід прокату є поетапний: за перші 5 с він проходить 100 мм, за наступну 6-ту секунду – 50 мм (наближається до преса), протягом останньої 7-ї секунди залишається нерухомим під пресом;
- вертикальне переміщення преса складає  $\Delta = 0.4$  мм (тип з'єднання - Transitional Joint Body-Ground). Графік прикладання навантаження є лінійним. У такий спосіб досягається наклеп поверхні прокату з отриманням пластичних деформацій;
- загальний час експерименту – 7 с.



Таким чином, ми фактично модулюємо конвеєр: спочатку прокат обкатується роликком з наклепом 0.3 мм вглибину, а далі вільно переміщується під прес, де додатково стискається на 0.1 мм (вертикальне переміщення преса  $\Delta = 0.4$  мм) з пластичною деформацією.

FEA-сітка моделі складається з 10840 елементів та 52949 вузлів з деталізацією прокату на рівні не більше 1 мм для довжини кінцевих елементів. Форма елементів – Hexahedron.

Перш ніж проаналізувати результати міцності моделі, переконаємось в успішності закінчення розрахунку на основі графіка Force Convergence (рис.5) – розрахунок пройшов успішно з досягненням необхідної конвергенції матриці сил. Розраховано 559 проміжних станів моделі на обладнанні 2 фізичні процесори Intel Xeon 24 core, RAM 48 Gb, NVIDIA GeForce 4Gb video.

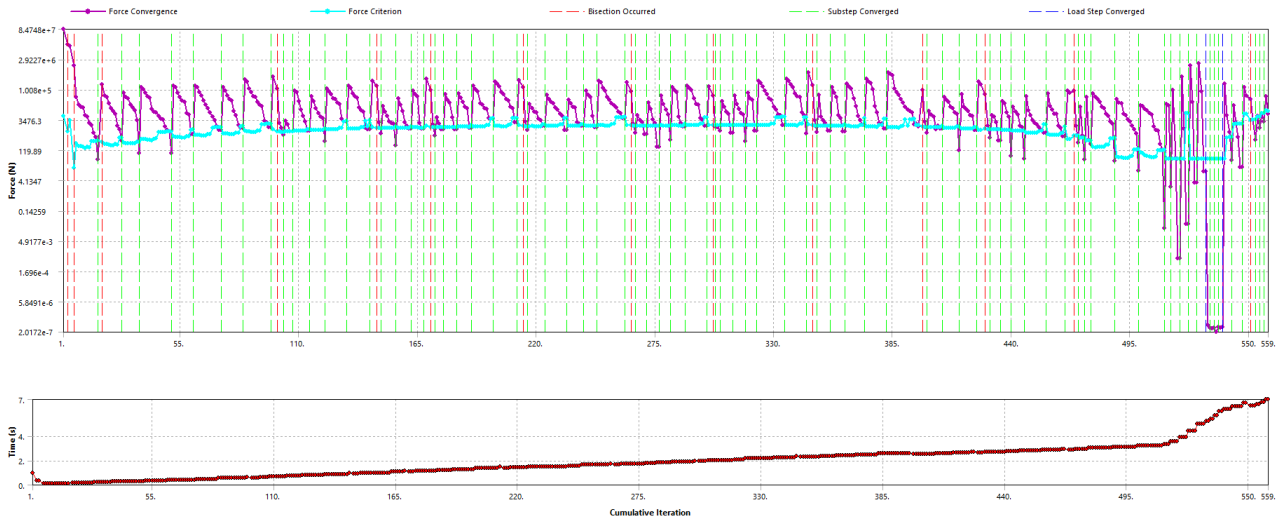


Рисунок 5 – Графік Force Convergence для задачі з попереднім наклепом

Результати напружено-деформованого стану будемо порівнювати із третьою задачею нижче. Критерієм міцності виступатиме теорія фон Мізеса-Генкі (Mises-Hencky theory) [12]. З чотирьох теорій руйнування, які підтримуються Ansys (середовище «Static Structural»), ця теорія зазвичай вважається найбільш прийнятною для пластичних матеріалів, таких як алюміній, латунь і сталь [13-15]. Еквівалентні напруження також відомі як «Напруження фон Мізеса» (позначаються як «Equivalent (von Mises)» у Ansys Workbench) і пов'язані з головними напруженнями рівнянням:

$$\sigma_e = \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (2)$$

де  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  – головні напруження. За значеннями основних напружень дається оцінка міцності матеріалу в досліджуваній точці деформованого твердого тіла.

Для аналітичного попереднього підрахунку напружень можна застосувати рівняння Герца (3). Коли присутня пластична деформація, що відбувається між роликковим колесом і плоскою горизонтальною поверхнею, одним із поширених підходів є використання теорії пластичності та теорії контакту Герца для аналізу ситуації. Наступна формула є актуальною для нашого випадку експерименту (Задача №2) та враховує пластичну деформацію:

$$\sigma_H = \frac{3}{2} \cdot \frac{P}{\pi \cdot a \cdot b}, \quad (3)$$

де:  $\sigma_H$  – напруження Герца;  $P$  – загальне прикладене навантаження або сила;  $a$  – радіус кривизни ролика;  $b$  – радіус кривизни плоскої поверхні.

Однак у разі пластичної деформації потрібно враховувати межу текучості ( $\sigma_y$ ) задіяних матеріалів. Як відомо, якщо контактне напруження перевищує межу текучості матеріалу, виникає пластична деформація. Отже, фактичне контактне напруження ( $\sigma_{actual}$ ) буде:

$$\sigma_{actual} = \min(\sigma_H, \sigma_y), \quad (4)$$

де:  $\sigma_{actual}$  – фактичне контактне напруження;  $\sigma_H$  – напруження Герца, пораховане за формулою вище;  $\sigma_y$  – межа текучості матеріалу.

Важливо відзначити, що поведінка матеріалів під час пластичної деформації може бути складною, і ця спрощена модель припускає, що матеріал зазнає пружно-пластичної деформації без додаткового врахування зміцнення деформацією чи інших факторів, саме тому в практичних інженерних додатках використовується складніший аналіз кінцевих елементів (FEA) або експериментальне тестування, щоб точно передбачити поведінку залучених матеріалів і компонентів.

**Задача №3.** Крайові умови даної задачі абсолютно збігаються з попередньою для чистоти збереження експерименту (рис.6а), окрім відмінностей моделі ролика (рис.6б) – його контактна поверхня має діагональні насічки розміром 1.5 x 0.2 мм з кроком 1.5 мм для моделювання дискретності. Для нас ключовий інтерес викликає висота насічок – 0.2 мм, адже саме на глибині 0.2-0.3 мм від поверхні прокату формується так званий білий шар сталі з максимальними напруженнями та пластичними деформаціями. Власне, в цьому й полягає суть наклепу, який в нашому випадку має дискретний вид з насічками на поверхні ролика ( $K_D = 0.5$ ), які покликані локально збільшити напруження поверхневого шару прокату, зміцнюючи його поверхню.

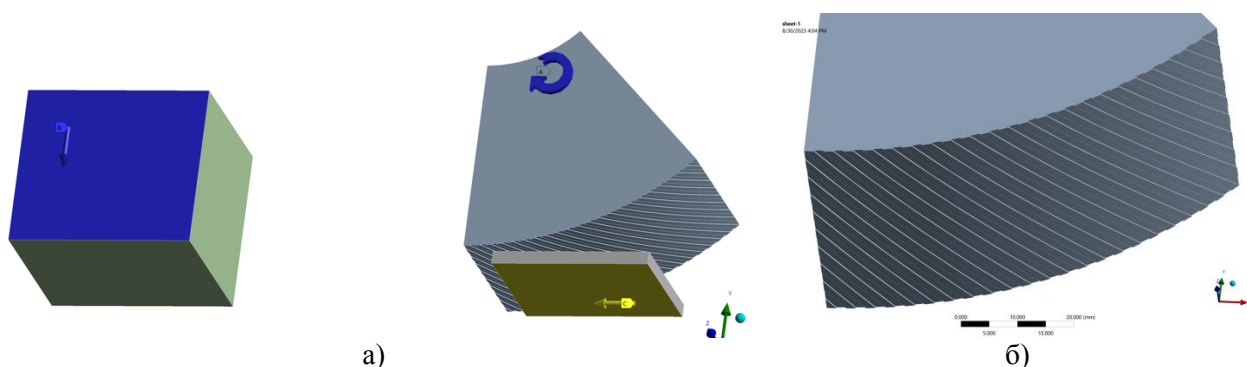


Рисунок 6 – Модель Ansys: а) профілювання та трибоконтакт; б) профіль ролика з насічками

Моделювання насічок призвело до ущільнення сітки ролика та зростання загальної кількості кінцевих елементів моделі до 21829 (фактично двократне зростання) та 65949 вузлів відповідно. Порівняємо отримані результати з попередньою задачею покрово (табл.1).

Таблиця 1

Момент часу $t_i, c$	Задача №2		Задача №3		
	$\sigma_{max}, MPa$	$\delta_{max}, mm$	$\sigma_{max}, MPa$	$\delta_{max}, mm$	$\Delta\sigma_{max}, \%$
$t_1 = 1$	351.63	0.226	428.26	0.327	22
$t_2 = 2$	409.73	0.226	459.09	0.328	12
$t_3 = 2.5$	423.96	0.226	487.07	0.328	15
$t_4 = 5$	409.67	0.237	463.83	0.337	13
$t_5 = 7$	487.44	0.323	736.28	0.337	51

Порівняємо отримані результати з попередньою задачею покрово. Станом на 1-шу секунду експерименту ( $t_1 = 1 c$ ), коли ролик захопив поверхню прокату, ми спостерігаємо перевищення межі текучості (Structural Steel - 250 МПа) і зростання напружень на 22% до 428.26 МПа. Пік напружень приходить на впадини, які сформувалися під тиском насічок ролика, що провокує деформації на рівні 0.327 мм (рис.7а). Це виглядає логічним – насічки продавили поверхню прокату, спричинивши у заглибленнях пластичні деформації. Екстремум деформацій спостерігається у борознах, отриманих в результаті прокату під дією рифленого ролика. Аналогічна ситуація спостерігається станом на  $t_2 = 2 c$  та  $t_3 = 2.5 c$  – в обох випадках зафіксовано зростання напружень на 12 та 15 відсотків відповідно, а деформацій - на 0.01 мм в середньому.

Більший інтерес для порівняння викликають залишкові напруження і деформації. Для цього слід звернутися до моменту часу  $t_4 = 5 c$ : максимальні напруження додали 13% і перебувають далеко за межею текучості.

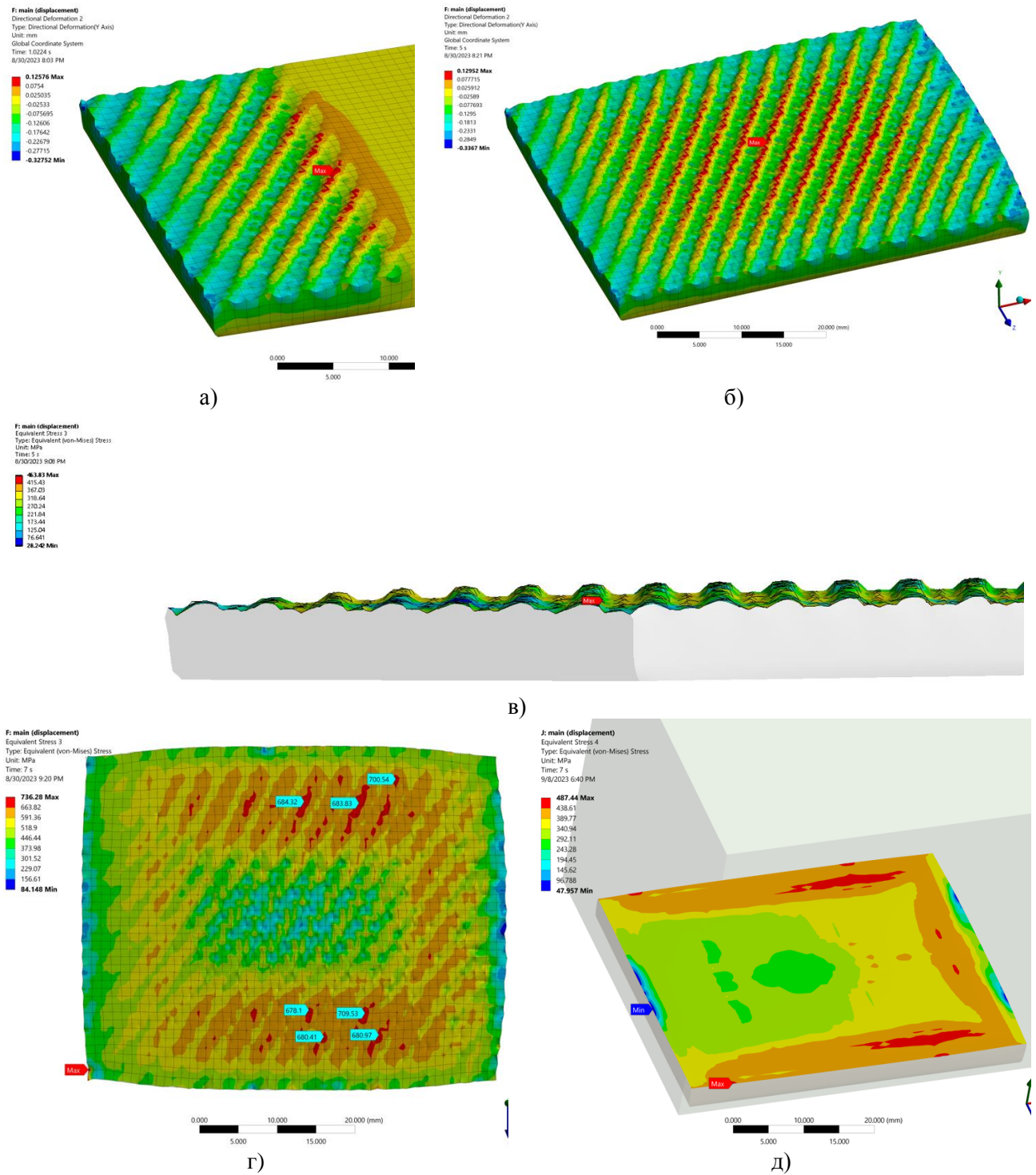


Рисунок 7 – Напружено-деформований стан трибоповерхні у момент часу: а)  $t_1 = 1$  с; б)  $t_4 = 5$  с; в)  $t_4 = 5$  с вид в профіль; г)  $t_5 = 7$  с; д)  $t_5 = 7$  с модель без насічок (гладка)

Відновлення форми тіла прокату у вільному стані не відбулось – 0.337 мм деформацій залишилися без змін (рис.7б). Це означає, що насічки стиснули прокат суттєвіше, ніж рівна поверхня ролика у попередній задачі, а тому й ефект наклепу проявився сильніше (рис.7в). Кінцевою зупинкою нашого досліджуваного зразка прокату є його обтискання пресом у період останньої секунди експерименту ( $t_5 = 7$  с). Протистояння тиску зі сторони преса посилюється – це ми спостерігаємо по максимальних напруженнях, що зросли на 51% і до 736.28 МПа. Поверхневий наклеп відбувся успішно і реальний зразок прокату з насічками буде твердіший порівняно з гладким (736.28 МПа проти 487.44 МПа). Однозначно можна встановити, що трибонтакт преса з прокатом з проплюснув його профільовану, зробивши більш плоскою (рис.7г), а максимальні напруження виявлені на краю

тіла. Візуальне порівняння напружень профільованої та гладкої поверхні наведено на рис.7г,д – різниця значень  $\sigma_{max}$  складає 51%.

Для повноти порівняльного аналізу наведемо графік напружень моделі прокату протягом всього експерименту на рис.8а: зелений графік – максимальні напруження; синій – середні; червоний – мінімальні. До себе звертають увагу щільні коливання протягом контакту ролика з прокатом, що тривають до моменту часу 3.05 с та пояснюються наявністю насічок на ролику (рис.8а). Такі стрибкоподібні коливання графіку можна також побачити й за результатами оцінки контакту Contact Tool > Status: значення Max відповідає стану Sticking (прилипання), а зовсім поруч є Sliding (ковзання) та Near (близькість розташування). Всі ці типи контакту насічок ролика з прокатом помічені у мінімальній близькості, що й провокує появу коливань напружень – результат дискретності. Розглянемо аналогічний графік для Задачі №2 (рис.8б): до 3-ї секунди не спостерігаємо частих коливань, що пояснюється гладкістю поверхні обох компонентів пари тертя (ролику та прокату).

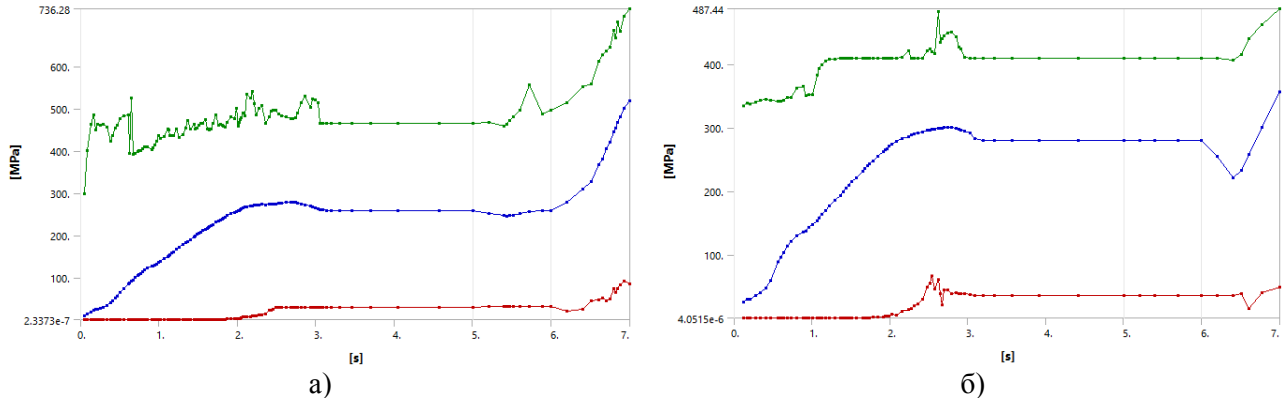


Рисунок 8 – Графіки напружень протягом експерименту для задач: а) №2; б) №3)

Додатковою задачею наших досліджень є підтвердження гіпотези про спадання середніх напружень поверхні по мірі росту показника дискретності (переходу від гладкого стану до рельєфного в результаті профілювання). Оцінювати показник середніх напружень будемо по синіх графіках (рис.8а,б) в момент закінчення етапу профілювання (звільнення прокату від контакту з роликом), що відповідає моменту часу  $t_4 = 5$  с. Саме в цей момент прокат демонструє залишкові напруження і зберігає пластично-здеформований стан в результаті попереднього профілювання. Отже, значення середніх напружень у Задачі №3 (профілювання з насічками) складає 258.86 МПа, а Задачі №2 – 280.09 МПа. Візуальне порівняння напружень з заміром у контрольних точках подано на рис.9а,б.

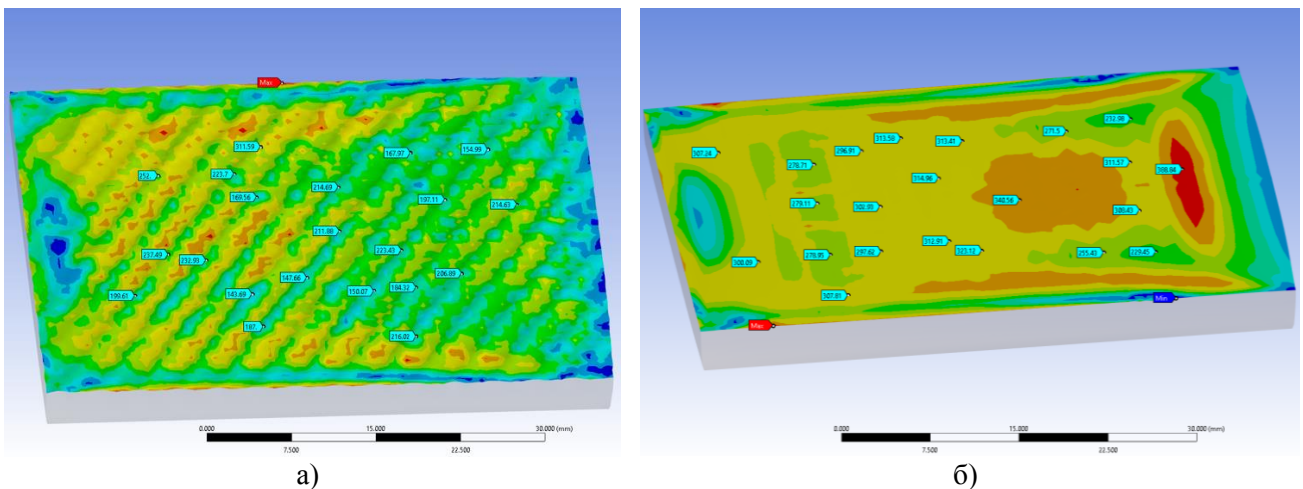


Рисунок 9 – Карта напружень в момент часу  $t_4 = 5$  с для Задач: а) №3; б) №2

Щоб обчислити середнє (average) еквівалентне напруження для моделі твердого тіла, зазвичай потрібно інтегрувати напруження фон Мізеса (2) за об'ємом твердого тіла, а потім розділити на загальний об'єм. Формула для середнього еквівалентного напруження виглядає наступним чином:



$$\sigma_{\text{ср}} = \left(\frac{1}{V}\right) \iiint \sigma_{\text{vm}} dV, \quad (5)$$

де:  $\sigma_{\text{ср}}$  – еквівалентні середні напруження (equivalent average);  $V$  – це загальний об'єм solid-моделі;  $\iiint$  – потрійний інтеграл по об'єму solid-моделі;  $\sigma_{\text{vm}}$  – являє собою напруження фон Мізеса в даній точці всередині solid-моделі.

На практиці (5) включає в себе дискретизацію твердого тіла (solid-моделі) на кінцеві елементи і обчислення напруження фон Мізеса в кожному елементі. Потім підсумовуються отримані значення для всіх елементів і діляться на загальний об'єм твердого тіла, щоб знайти середнє еквівалентне напруження.

З іншого боку значення  $\sigma_{\text{vm}}$  можна обрахувати й на основі контакту теорії Герца: розглянемо рифлену поверхню (рис.7в), що складається із западин і опуклостей. Саме опуклості першими зустрічають контакт і є овальної форми (або круглої) у поперечному перетині, тому їх можна представити, як сукупність кульок та записати наступне рівняння Герца для кожної з них  $\sigma_i$ :

$$\sigma_{\text{vm}} = \sigma_i = \frac{1}{\pi} \sqrt[3]{\frac{3PE^2}{2d^2(1-\mu^2)}}, \quad (6)$$

де:  $\sigma_i$  – максимальне напруження у  $i$ -й зоні контакту між поверхнею матеріалу та кулькою;  $P$  – навантаження;  $E$  – модуль Юнга;  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;  $d$  – діаметр кулі.

### ОБГОВОРЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕНЬ

Так звана дискретність в більш широкому сенсі цього терміну відіграє значну роль в контактних задачах профілювання при переході від плоскої поверхні до криволінійної (рельєфної) з насічками. Останні виступають не тільки концентраторами напружень, але й в буквальному сенсі їх передавачами, локально зміцнюючи поверхню прокату. В рамках трибоконтакту за незмінних крайових умов ми маємо кінцеве зростання напружень на 51% у випадку профілювання з насічками, якщо судити за максимальним значенням. При порівнянні більш зваженого показника середніх напружень (Average Stress) в момент часу  $t_4 = 5$  с (звільнення прокату від контакту з роликком) спостерігаємо скорочення напружень з 280.09 МПа до 258.86 МПа, що обумовлено поняттям дискретності: чергуванням різно-напружених зон, які локально мають різну міцність і твердість. Середні напруження в середовищі Ansys визначають за принципом сумарних напружень віднесених до об'єму тіла (5) і, очевидно, чим нерівномірніша є його поверхня в результаті профілювання, тим більші є коливання напружень (розбіг між максимальними та мінімальними значеннями). Проте, саме завдяки даним коливанням середнє значення виходить нижчим (Задача №3), ніж за умови повністю пластично здеформованої гладкої поверхні (Задача №2). Зростання твердості прокату вплинуло й на сам прес – максимальне значення напружень зросло з 1273.4 МПа до 1940.3 МПа, щоправда, матеріал мав лінійні характеристики в межах закону Гука, тому ці величини слід порівнювати не в абсолютному, а відносному значенні.

Таким чином, моделюючи процеси пластичного наклепу в результаті профілювання і трибоконтакту, є підстави судити про практичну користь формування подібних аналітичних FEA-методик з підбором різних конфігурацій насічок, швидкості обкатки та температури в зоні контакту, також інших факторів впливу.

### ВИСНОВКИ

Основним завданням наведених у публікації досліджень було отримання наступних результатів:

1) Дискретність виступає в якості значущого фактора впливу на механічними властивостями зміцненого поверхневого шару, зокрема на його напруження: максимальні напруження станом на кінець експерименту ( $t_5 = 7$  с) є вищими на 51% (736.28 МПа проти 487.44 МПа) у випадку профільованого прокату (Задача №3) порівняно з гладким (Задача №2). Максимальні напруження у результаті трибоконтакту проката з пресом у Задачі №1 (без профілювання) складають лише 469.36 МПа – це явно нижче зміцненої гладкої поверхні (Задача №2) та доводить ефективність попереднього наклепу.

2) Простежити вплив дискретності на твердість можна й за показниками напружень преса в результаті трибоконтакту з прокатом: максимальне значення зросло з 1273.4 МПа до 1940.3 МПа. Логіка тут наступна: якщо прес отримав вищі напруження, значить піддослідний зразок проката став твердішим в результаті профілювання.

3) На відміну від тенденції з максимальними напруженнями в Задачах №2 і №3 середні напруження проявили себе протилежно до цього: дискретність призвела до скорочення середніх напружень у моделі з насічками порівняно з суцільно зміцненою поверхнею: 258.86 МПа проти

280.09 МПа. Такий результат виходить з самої логіки залежності (5) та розуміння процесів пластичної деформації: суцільно зміцнена поверхня безальтернативно отримала пластичні деформації по усій її площі трибоконтакту, тому будь-яке зі значень напружень тут буде вищим за межу текучості й призведе до вищих загальних середніх напружень.

4) За результатами досліджень є підстави судити про практичну користь формування подібних аналітичних FEA-методик профілювання і трибоконтакту з підбором різних конфігурацій насічок, швидкості обкатки та температури в зоні контакту, також інших факторів впливу. Все це є основою формування крайових умов розхранку унікальних власних методик в умовах промислових експериментальних лабораторій на базі автовиробничих підприємств або наукових закладів.

#### ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Mohanraj R. & Elangovan, Sooriyamoorthy & Kumar S, Pratheesh & Srivatsan, S. & Kulasekaran, N. & Kumar, B. & Natarajan, R. 2023. Bending and Contact Stress Analysis of Helical Gear: A Comparative Study. 10.1007/978-981-99-1288-9\_53.
2. Nestorovski, Blagoja & Simonovski, Petar. (2023). Analytical and Numerical Contact Stress Analysis of Spur Gears. *Science, Engineering and Technology*. 3. 44-49. 10.54327/set2023/v3.i1.79.
3. Blanco-Lorenzo J, Santamaria J, Vadillo EG, Correa N (2015) Finite element study of wheel-rail conformal rolling contact. In: Bernasch J, Rosenberger M (eds.) *Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*, Graz, 17–21 August. 10.1201/b21185-161
4. Burgelman N, Li Z, Dollevoet R. 2014. A new rolling contact method applied to conformal contact and the train–turnout interaction. *Wear* 321:94–105. 10.1016/j.wear.2014.10.008
5. Zhu D, Ren N (2013) 3D Line Contact EHL. In: Wang Q. J., Chung YW. *Encyclopedia of Tribology*. Springer, Boston, MA. 10.1007/978-0-387-92897-5\_649
6. Yang, Wen & Yao, Qishui & Yu, Jianghong & Kuang, Yunxin & Huang, Jianfeng. (2023). Research on Elastic Composite Cylindrical Roller Bearing Contact Fatigue Based on the Subsurface Stress. *International Journal of Rotating Machinery*. 2023. 1-11. 10.1155/2023/7622545.
7. Palanisamy, Sugunesh & Mertens, A.. (2023). A comprehensive study on Hertzian contact stress behaviour of engineering thermoplastic gears using 3D finite element analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 095440622311670. 10.1177/09544062231167015.
8. Chen, Shun. (2023). Introduction study on the influence of residual stress on contact stiffness of joint surface. *Journal of Physics: Conference Series*. 2553. 012031. 10.1088/1742-6596/2553/1/012031.
9. Shang S F. (2020) Research on Normal Contact Stiffness of Rough Surfaces Based on Generic Theory. *Xian University of Technology*. pp 1-59. DOI: 10.27398/d.cnki.gxalu.2020.000859.
10. Lai Y W. (2022) Research on Normal Contact Stiffness of Rough Surfaces Based on Generalized Theory. *Chinese Journal of Solid Forces*, 2022, 43(02). pp 1-11. DOI: 10.19636/j.cnki.cjasm42-1250/o3.2021.049.
11. Голенко К.Е., Бабак О.П., Бур'ян М.В. (2022). Оцінка міцності педалі акселератору в умовах критичних навантажень методом кінцевих елементів. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2. 63-71. 10.36910/automash.v2i19.904.
12. Holenko, K.; Koda, E.; Kernytskyu, I.; Babak, O.; Horbay, O.; Popovych, V.; Chalecki, M.; Leśniewska, A.; Berezovetskyi, S.; Humeniuk, R. Evaluation of Accelerator Pedal Strength under Critical Loads Using the Finite Element Method. *Appl. Sci.* 2023, 13, 6684. <https://doi.org/10.3390/app13116684>
13. Zhizhong Zhang, Yanjun Sun. Comprehensive optimum and adaptable design methodology for the Display Support Structure Based on ANSYS Simulation. *SID Symposium Digest of Technical Papers*. 10.1002/sdtp.15305 2021. Vol 52 (S2). pp. 848-852
14. Zhong Chao Lin. The Strength Analysis and Structure Optimization of Packer Slip Based on ANSYS. September 2013. *Applied Mechanics and Materials* 423-426:1967-1971. DOI:10.4028/www.scientific.net/AMM.423-426.1967
15. Jiang Feng Shen, Yu Jing He, Yong Chang Yu. Frame Strength and Stiffness Analysis Based on ANSYS. *Advanced Materials Research (Volume 1094)*. Pages 464-468. March 2015. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.1094.464>

## REFERENCES

1. Mohanraj R. & Elangovan, Sooriyamoorthy & Kumar S, Pratheesh & Srivatsan, S. & Kulasekaran, N. & Kumar, B. & Natarajan, R. 2023. Bending and Contact Stress Analysis of Helical Gear: A Comparative Study. 10.1007/978-981-99-1288-9\_53.
2. Nestorovski, Blagoja & Simonovski, Petar. (2023). Analytical and Numerical Contact Stress Analysis of Spur Gears. *Science, Engineering and Technology*. 3. 44-49. 10.54327/set2023/v3.i1.79.
3. Blanco-Lorenzo J, Santamaria J, Vadillo EG, Correa N (2015) Finite element study of wheel-rail conformal rolling contact. In: Bernasch J, Rosenberger M (eds.) *Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks*, Graz, 17–21 August. 10.1201/b21185-161
4. Burgelman N, Li Z, Dollevoet R. 2014. A new rolling contact method applied to conformal contact and the train–turnout interaction. *Wear* 321:94–105. 10.1016/j.wear.2014.10.008
5. Zhu D, Ren N (2013) 3D Line Contact EHL. In: Wang Q. J., Chung YW. *Encyclopedia of Tribology*. Springer, Boston, MA. 10.1007/978-0-387-92897-5\_649
6. Yang, Wen & Yao, Qishui & Yu, Jiangong & Kuang, Yunxin & Huang, Jianfeng. (2023). Research on Elastic Composite Cylindrical Roller Bearing Contact Fatigue Based on the Subsurface Stress. *International Journal of Rotating Machinery*. 2023. 1-11. 10.1155/2023/7622545.
7. Palanisamy, Sugunesh & Mertens, A.. (2023). A comprehensive study on Hertzian contact stress behaviour of engineering thermoplastic gears using 3D finite element analysis. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 095440622311670. 10.1177/09544062231167015.
8. Chen, Shun. (2023). Introduction study on the influence of residual stress on contact stiffness of joint surface. *Journal of Physics: Conference Series*. 2553. 012031. 10.1088/1742-6596/2553/1/012031.
9. Shang S F. (2020) Research on Normal Contact Stiffness of Rough Surfaces Based on Generic Theory. *Xian University of Technology*. pp 1-59. DOI: 10.27398/d.cnki.gxalu.2020.000859.
10. Lai Y W. (2022) Research on Normal Contact Stiffness of Rough Surfaces Based on Generalized Theory. *Chinese Journal of Solid Forces*, 2022, 43(02). pp 1-11. DOI: 10.19636/j.cnki.cjasm42-1250/o3.2021.049.
11. Голенко К.Е., Бабак О.П., Бур'ян М.В. (2022). Оцінка міцності педалі акселератора в умовах критичних навантажень методом кінцевих елементів. *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті*. 2. 63-71. 10.36910/automash.v2i19.904.
12. Holenko, K.; Koda, E.; Kernytskyu, I.; Babak, O.; Horbay, O.; Popovych, V.; Chalecki, M.; Leśniewska, A.; Berezovetskyi, S.; Humeniuk, R. Evaluation of Accelerator Pedal Strength under Critical Loads Using the Finite Element Method. *Appl. Sci.* 2023, 13, 6684. <https://doi.org/10.3390/app13116684>
13. Zhizhong Zhang, Yanjun Sun. Comprehensive optimum and adaptable design methodology for the Display Support Structure Based on ANSYS Simulation. *SID Symposium Digest of Technical Papers*. 10.1002/sdtp.15305 2021. Vol 52 (S2). pp. 848-852
14. Zhong Chao Lin. The Strength Analysis and Structure Optimization of Packer Slip Based on ANSYS. September 2013. *Applied Mechanics and Materials* 423-426:1967-1971. DOI:10.4028/www.scientific.net/AMM.423-426.1967
15. Jiang Feng Shen, Yu Jing He, Yong Chang Yu. Frame Strength and Stiffness Analysis Based on ANSYS. *Advanced Materials Research (Volume 1094)*. Pages 464-468. March 2015. DOI: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.1094.464>

**K. Holenko, V. Dytyniuk, O. Dikha. The influence of discreteness on stress as a result of profiling and tribocontact using the Ansys-modulation method**

In today's engineering world, where high precision and safety of structures are key priorities, it is important to have the means to investigate and evaluate the maximum stresses of elements as a result of profiling and tribocontact. This task requires innovative approaches and high-tech tools, among which the computer modeling method in the ANSYS environment stands out. In the materials presented below, we will analyze the effect of rolling with a smooth surface and with notches, measure the stress results during the next pressing of the test sample as a result of tribocontact with the press.

Friction and tribology that study the interaction of surfaces in contact, are becoming increasingly important in various industries, from automotive to medicine. Our tests will take place at the yield point of the manufacturing material during successive passage of the rolled product through the profiling stage (rolling with a roller) and the subsequent tribocontact with the press. To reveal the dependence of stresses on the uniformity of contact pairs surfaces, we will examine two variants of profiling: rolling with a smooth

roller and with notches, which determines the discreteness of the surface layer. This approach makes it possible to reveal the influence of the surface configuration as a result of profiling with plastic deformation on the maximum and average stresses of the model. An additional task is to confirm the hypothesis of a decrease in average surface tension as the discreteness index increases (transition from a smooth state to a perforated state as a result of profiling).

**Key words:** profiling, tribocontact, tribology, strengthened layer, plastic deformation, discreteness, von Mises stress, deformations, displacement, stress-strain state, Ansys Static Structural.

*ГОЛЕНКО Костянтин Едуардович*, кандидат технічних наук, викладач кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницького національного університету, e-mail: kgolenko@gmail.com. ORCID: 0000-0002-6140-4573.

*ДИТИНЮК Володимир Олександрович*, асистент кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницького національного університету, e-mail: vdytunyuk@gmail.com. ORCID: 0000-0001-6377-524X.

*ДИХА Олександр Володимирович*, завідувач кафедри трибології, автомобілів та матеріалознавства, Хмельницького національного університету, e-mail: tribosenator@gmail.com. ORCID: 0000-0003-3020-9625.

*Kostyantyn HOLENKO*, PhD, Department of Tribology, Automobiles and Materials Science, Khmelnytskyi National University, e-mail: kgolenko@gmail.com. ORCID: 0000-0002-6140-4573.

*Volodymyr DYTUNIUK*, assistant at the Department of Tribology, Automotive and Materials Science, Khmelnytsky National University, e-mail: vdytunyuk@gmail.com. ORCID: 0000-0001-6377-524X.

*Oleksandr DIKHA*, Head of the Department of Tribology, Automotive and Materials Science, Khmelnytsky National University, e-mail: tribosenator@gmail.com. ORCID: 0000-0003-3020-9625.

DOI 10.36910/automash.v2i21.1211