

ПОЛТАВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Факультет інженерно-технологічний
Кафедра механічної та електричної інженерії

Пояснювальна записка
до кваліфікаційної роботи на здобуття ступеня вищої освіти
магістр

на тему: **«Удосконалення методів проєктування контактних-навантажених
деталей машин сільськогосподарського призначення»**

КРМ.133ГМмз_21.05.000_13

Виконав: здобувач вищої освіти
за освітньо-професійною програмою
*Машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва»*
*спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»*
ступень вищої освіти *магістр*
групи 133ГМмз_21
ХАЛІН Станіслав

Керівник: докт. техн. наук, професор
САЙЧУК Олександр

Полтава – 2025 року

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Відмінною рисою сучасних технологічних машин є різноманітність вузлів і деталей, які часто працюють в умовах циклічного контактного навантаження, що не описується стандартними розрахунковими схемами. Згодом на поверхні цих деталей чиниться з'являються дефекти, тобто починається втомне викрашування. Некоректний прогноз часу початку викрашування призводить до неправильної оцінки ресурсу, передчасних відмов і, як наслідок, до економічних втрат через простой обладнання.

Слід зазначити, що стандартні методики, в яких герцові напруження порівнюються з межею контактної витривалості, добре апробовані і дають досить точну оцінку ресурсу деталей. Однак основним недоліком цих методик є необхідність проведення тривалих експериментів з визначення межі контактної витривалості, що часто не дозволяє оперативно провести розрахунок сконструйованого вузла або деталі.

Аналіз можливих механізмів поверхневого викрашування деталей, зокрема механізму, пов'язаного з наявністю підповерхневого дефекту, дозволяє припустити, що контактну витривалість деталі можна безпосередньо пов'язати з межею витривалості при симетричному циклі навантаження, який практично завжди можна знайти в довіднику для будь-якого матеріалу. Встановити цей зв'язок можна підходом, що одночасно поєднує експериментальне дослідження контактної витривалості зразків і моделювання методом кінцевих елементів (МКЕ) їх напруженого стану.

Суть підходу полягає в зіставленні параметрів напруженого стану в зоні контакту зразків, що відповідають різним числам циклів до появи дефектів поверхні, з межею витривалості для тих же чисел циклів, і пошуку закономірності. Знаходження такої закономірності прискорить проектування контактнo-навантажених вузлів машин і дозволить проводити оперативну оцінку залишкового ресурсу вже експлуатованих деталей. У зв'язку з цим вдосконалення в зазначеному напрямку методів проектування контактнo-навантажених деталей машин є актуальним завданням.

Мета роботи – підвищення працездатності контактнo-навантажених деталей машин шляхом вдосконалення їх проектних розрахунків.

Для досягнення поставленої мети вирішуються наступні завдання:

- 1 Експериментальне дослідження процесу втомного викрашування контактних навантажених деталей і чисельний аналіз супутніх напружених станів;
- 2 Розробка умови контактної циклічної міцності деталей з використанням основної характеристики втомної міцності матеріалу;
- 3 Проведення модельних випробувань контактної витривалості деталей вузла машини та апробація розробленого критерію для прогнозування часу його безвідмовної роботи.

Наукова новизна:

1. Експериментально встановлено збіг кривих контактної витривалості алюмінієвого сплаву 2024 – Т3, отриманих шляхом випробувань циліндричних і плоских зразків, що підтверджує можливість використання єдиної кривої для оцінки контактної витривалості деталей, що взаємодіють за різними схемами;
2. Аналізом МКЕ напруженого стану в зоні контакту випробуваних зразків при зусиллях, що призводять до втомного викрашування через відому кількість циклів навантаження, виявлено взаємозв'язок основних параметрів напруженого стану з межами контактної витривалості та втомної міцності, для тієї ж кількості циклів, що дало можливість знайти залежність контактної витривалості від втомної міцності, достовірність експериментальних характеристик якої завжди вища;
3. Сформульовано оригінальну умову контактної витривалості алюмінієвого сплаву, в якій критичне значення контактних напружень виражається через часто відому характеристику - межа втомної міцності при осесиметричному циклі навантаження, що прискорює процес проектування контактних навантажених вузлів і деталей машин та оцінку залишкового ресурсу деталей, що вже експлуатуються.

Практична значущість:

1. Запропонована умова контактної витривалості дозволяє оперативно проводити оцінку очікуваного часу роботи контактних навантажених деталей машин, що спрощує процес проектування нових виробів;
2. Розроблена оригінальна установка для проведення втомних контактних випробувань може бути використана при дослідженні контактної витривалості

плоских зразків випробуваного матеріалу, а також безпосередньо робочих поверхонь самих деталей.

Основні положення, що виносяться на захист:

- 1 Правомірність використання єдиної кривої контактної витривалості для різних схем контактної взаємодії;
- 2 Умова контактної витривалості, що містить в якості критичного значення межу втомної міцності;
- 3 Методика проведення випробувань на контактну витривалість плоских зразків досліджуваного матеріалу.

Достовірність отриманих результатів забезпечується використанням сучасних засобів вимірювання при проведенні експериментальних досліджень, застосуванням апробованих методів математичного моделювання та узгодженістю результатів проведених експериментів і теоретичних розрахунків.

Апробація результатів. Матеріали роботи доповідалися та обговорювалися на XX Міжнародній науково-практичній конференції «Молодь і технічний прогрес в АПК», 26-27 листопада 2025 року, м. Харків та на VIII Всеукраїнській науково-практичній інтернет-конференції «Проблеми та перспективи розвитку сільськогосподарського машинобудування», 4 грудня 2025 року, м. Полтава.

Структура та обсяг. Робота складається з вступу, п'яти розділів, висновків, списку використаної літератури, що містить 33 найменувань; викладена на 73 сторінках.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз можливих механізмів розвитку втомного контактного руйнування

Механізм розвитку втомного контактного руйнування залишається досі не до кінця дослідженим. У 20-му столітті проводилася велика кількість випробувань з отримання експериментальних даних контактної втомної міцності [1]. Однак, у міру появи нових матеріалів, нових методів обробки цих матеріалів, а також появи різних термічних і хімічних методів зміцнення, старі експериментальні дані не завжди можуть бути застосовані. Тому і сьогодні проводиться велика кількість випробувань на контактну втому [2].

Якщо узагальнити величезну кількість даних, накопичених за весь час дослідження контактної втоми, то можна відзначити три найбільш поширені механізми розвитку втомного контактного руйнування: руйнування внаслідок дії змінних напружень, руйнування внаслідок взаємодії з мастилом, і руйнування внаслідок різних хімічних реакцій як з навколишнім середовищем, так і з добавками в мастильний матеріал.

Для опису першого механізму руйнування найчастіше використовують теорію контактної взаємодії [3]. У роботі було вирішено задачу про зближення двох пружних тіл з відомою кривизною під дією стискаючої сили. Далі, за відомими зближеннями було визначено максимальний тиск у точці контакту двох тіл і розподіл тиску по плямі контакту. Слід зазначити, що дане рішення було отримано при ряді припущень, що поверхні контакту ідеально гладкі, в місці контакту відсутнє тертя і матеріал абсолютно пружним.

Великий внесок у розвиток теорії контактної взаємодії зробили Джонсон К. Л., Кендалл К., Робертс А. Д., які розробили теорію адгезійної контактної взаємодії, відому як ЖК-теорія [4]. Також свою теорію адгезійної контактної взаємодії розробив Мюллер В. М. на основі інших припущень про адгезію в контакті, відому як ДМ-теорія [5]. Однак, в обох випадках класична теорія контактної взаємодії є

окремим випадком двох вищеописаних теорій адгезійного контакту, при адгезії, що дорівнює нулю.

Всі ці теорії застосовуються в окремих випадках контактної взаємодії і лише доповнюють одна одну. В рамках машинобудівних завдань найчастіше прийнято використовувати класичну теорію контактної взаємодії. Сам по собі контактний тиск не є причиною втомного руйнування. Причиною руйнування є напруження в матеріалі, які виникають внаслідок контактної взаємодії. Відомо, що максимальне напруження в матеріалі досягається на невеликій глибині від поверхні контакту [6]. Вважається, що саме через змінну дію цих напружень і відбувається втомне руйнування.

Передбачається, що в будь-якому матеріалі є дефекти кристалічної решітки і через дію даних напружень створюються умови для появи в матеріалі, в місці, де реалізуються максимальні напруження, тріщин.

Існує кілька спостережень і теорій виникнення та зростання втомних тріщин. Передбачається, що тріщини з'являються в матеріалі на глибині паралельно поверхні кочення і перпендикулярно осі обертання зразка. Наприклад, у працях [7, 8] з дослідження причин втомного викрашування поверхні рейок залізничного транспорту були запропоновані механізми, засновані на зростанні підповерхневих дефектів.

На нашу думку, у разі виникнення підповерхневої втомної тріщини її зростання можливе завдяки тому, що матеріал гвиндше за все в області вершини тріщини, працює в умовах знакозмінних напружень (рис. 1.1).

Рисунок 1.1 – Передбачуваний механізм розвитку підповерхневої тріщини

Існує теорія, що тріщини виникають також на глибині під деяким кутом до поверхні, зазвичай він знаходиться в діапазоні від 10 до 45 градусів, і поступово ці тріщини ростуть і досягають поверхні матеріалу, після чого і з'являються на поверхні ямки викрашування.

Також іноді застосовується підхід до оцінки втомної міцності при циклічній контактній взаємодії за найбільшими дотичними напруженнями. Максимальне значення дотичних напружень [9] теж знаходиться під поверхнею матеріалу (рисунок 1.2). Внаслідок змінної дії цих напружень також з'являються тріщини під поверхнею матеріалу.

Рисунок 1.2 – Розподіл дотикових напружень у глибині матеріалу

Крім цього, існує теорія, що втомні тріщини зароджуються не в глибині матеріалу, а починають з'являтися на поверхні. Так, наприклад, у роботі [7] було показано, що втомне руйнування можна оцінити за допомогою наведеного поверхневого напруження при спільній дії нормального і довільно спрямованого дотичного навантаження.

У роботі [10] була запропонована теорія про те, що руйнування залежить не тільки від дотичних напружень, що діють в матеріалі, але і від наявності нормальних напружень стиснення, які будуть спрямовані перпендикулярно площинам зсуву. Такий підхід спирається на ідею про те, що при наявності стискаючих напружень збільшується сила тертя між площинами зсуву, яка буде перешкоджати ковзанню між ними.

Крім обговорень втомної міцності тільки з позиції напруженого стану, існують і теорії, що спираються на ефект, який надають мастильні матеріали. Так, наприклад, спостереженнями вчених [11, 12] на основі безлічі дослідів було показано, що при відсутності мастильного матеріалу на поверхнях контакту, зразки практично не вдавалося довести до втомного викрашування. У той же час, якщо до цих зразків починали підводити масло, то через певну кількість циклів навантаження на поверхні зразка починали з'являтися характерні для втомного викрашування «ямки».

Провівши металографічний аналіз циліндрів, було відзначено наявність поверхневих втомних тріщин. Тобто на зразках, що обкатувалися без використання мастильного матеріалу, зароджувалися тріщини, проте їх зростання відбувалося до якогось певного значення, після чого припинялося і викрашування не відбувалося, навіть при найважчих режимах навантаження.

Прийнято вважати, що головним чином мастило впливає на розвиток втомного викрашування завдяки механічному впливу тиску масла. Однак, подальший розвиток поверхневої тріщини з урахуванням наявності масла можливий тільки при певному розташуванні даної тріщини відносно поверхні матеріалу і, відносно напрямку впливу зразків один на одного. Зазвичай існує всього два типи таких тріщин. Тріщини, які спрямовані своїм вістрям до набігаючої поверхні зразка, і тріщини, вістря яких спрямовано по ходу руху контактуючої поверхні.

У першому випадку вважається, що гирло даної тріщини спрямовано до набігаючого масла, стисненого контактним тиском. Масло спрямовується вглиб зароджується тріщини, вдарається об її стінки і розпирає. Далі через набігаючу контактну поверхню тріщина закривається і відбувається подальше стискання масла всередині тріщини. Внаслідок чого тріщина продовжує прогресувати.

При іншому типі тріщини не створюються такі умови через розташування гирла тріщини по ходу руху набігаючої контактуючої поверхні. Даний ефект добре описаний в роботі [13] і звідти ж взяті наочні ілюстрації, що показують типи тріщин (рис. 1.3).

а)

б)

Рисунок 1.3 – Види орієнтації тріщин при контактній взаємодії: а) тріщина орієнтована у напрямку обертання; б) тріщина, орієнтована проти напрямку обертання

Даний ефект був досліджений в експериментах, проведених Гесем С. [14]. В рамках даного дослідження обкатувалися два циліндричних зразки при наявності мастильного матеріалу до утворення на поверхні контакту поверхневих тріщин. Далі зразки відшліфовалися і висушувалися, і експеримент продовжувався. Таким чином було встановлено, що в умовах відсутності мастила поверхневі тріщини, що з'явилися раніше, переставали рости.

Однак наявність або відсутність мастильного матеріалу не є обов'язковою умовою для появи втомного викрашування. Так, відомо, що поверхня рейок, які використовуються в залізничному сполученні, теж схильна до втомного викрашування, хоча дана пара контактуючих поверхонь не змащується.

Також існує багато робіт, в яких доповнюють описані вище підходи до оцінки контактної втоми шляхом схрещування пластичного характеру поведінки поверхневого шару матеріалу, шорсткості поверхні, тертя та інших ефектів, які так чи інакше впливають на втомну міцність матеріалу.

1.2 Існуючі методики розрахунку контактних навантажених деталей машин

Розрахунок контактних навантажених деталей машин найчастіше зводиться до оцінки втомної контактної міцності. Залежно від області застосування розрахунки можуть дещо відрізнятися, так, наприклад, для зубчастих коліс існує стандарт [15], за яким можна провести перевірочний розрахунок за критерієм контактної витривалості, що спирається на межу контактної витривалості σ_{Hlim} .

У свою чергу для підшипників теж існує своя методика оцінки контактної витривалості [16], яка спирається на експериментальні дані, з яких для кожного підшипника визначається граничне значення динамічної вантажопідйомності C . Причому у кожного виробника для своїх підшипників будуть свої значення даної вантажопідйомності, які можуть відрізнятися від інших виробників для тих же типів підшипників.

Якщо розглядати інші методики, за якими розраховуються, наприклад, рейкові полотна і бандажі, сулачкові механізми та ін., найчастіше умова контактної міцності записується наступним чином:

$$\sigma_H < [\sigma_H], \quad (1.1)$$

де σ_H – максимальна контактна напруга, що обчислюється за формулою Герца;
 $[\sigma_H]$ – допустима контактна напруга.

Значення допустимих напружень визначають за кривою контактної втоми, отриманою експериментальним шляхом. У загальному випадку рівняння цієї кривої має вигляд:

$$\sigma_H^m \cdot N = C, \quad (1.2)$$

де N – кількість циклів до руйнування;

m і C – константи

Допустимі напруження для проведення розрахунку визначаються з наступної залежності, яка справедлива для кривої втоми:

$$\sigma_H^m \cdot N = \sigma_{Hlim}^m \cdot N_{lim} \quad (1.3)$$

звідси:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim} \cdot \left(\frac{N_{lim}}{N}\right)^m}{n_3}, \quad (1.4)$$

де n_3 – коефіцієнт запасу, що призначається з досвіду експлуатації виробу.

Використовуючи дану умову міцності, можна сказати, що якщо діючі контактні напруги σ_H виявляться меншими, ніж допустимі контактні напруги $[\sigma_H]$, то очікувана кількість циклів роботи виробу до початку поломки складатиме N циклів.

Буває, що задано ресурс виробу і необхідно провести перевірочний розрахунок, чи зможе виріб відпрацювати необхідний час при заданому навантаженні, тоді завдання полягає в підтвердженні умови $\sigma_H < [\sigma_H]$. Однак є певне обмеження: якщо необхідна кількість циклів виявиться більшою за кількість циклів, що відповідає межі контактної витривалості, то прийнято вважати, що виріб в принципі не буде схильний до втомного викрашування. Однак згідно з останніми дослідженнями [7, 18] при досягненні кількості циклів 10^{10} і більше, у більшості матеріалів спостерігається другий перелом на втомній кривій, тому класичні підходи до визначення контактної міцності, що базуються на втомних кривих, найчастіше справедливі тільки до 10^8 циклів.

Даний підхід до оцінки контактної міцності спирається на експериментальні дані по контактній втомі матеріалу і, найчастіше, не може бути реалізований, якщо для обраного матеріалу немає експериментальних даних.

Однак у стандарті з розрахунку зубчастих коліс за критерієм контактної витривалості пропонується визначити межу контактної витривалості та кількість циклів, що їй відповідає, за твердістю поверхні матеріалу. Такий підхід добре апробований лише для сталевих виробів, для інших сплавів його застосовність

необхідно експериментально дослідити.

Крім підходу, що спирається на експериментальні дані контактної втоми, існують і різні описи процесу руйнування виключно з використанням якихось відомих властивостей матеріалу, як фізичних, так і механічних.

У дослідженні [19] розроблено підхід до оцінки межі контактної витривалості. Оскільки на поверхню матеріалу діє контактний тиск, руйнування починається через поверхневі напруження в матеріалі. Для узагальнення підходу враховано ще й вплив тангенціального навантаження на втомну міцність. Значення поверхневої напруги $\sigma_{\text{пп}}$ пропонується визначати за залежністю:

$$\frac{\sigma_{\text{пп}}}{\sigma_{\text{н}}} = 0,2 + 0,93 \sqrt{\gamma^2 + 6\mu^2} + 1,5 (\gamma^2 - \mu^2), \quad (1.5)$$

де γ – відношення нормального навантаження до дотичної, спрямованої паралельно лінії контакту, до нормального навантаження;

μ – відношення дотичного навантаження, спрямованого перпендикулярно лінії контакту, до нормального.

Найчастіше дотичне навантаження в контактуючих деталях машин не зустрічається, тому його можна прийняти рівним нулю. Коефіцієнт μ за визначенням є коефіцієнтом тертя. Таким чином можна перетворити запропоновану залежність наступним чином:

$$\sigma_{\text{пп}} = [\sigma_{\text{н}}] \cdot (0,2 + 2,28\mu - 1,5\mu^2) \quad (1.6)$$

Також відомо, що контактна міцність залежить від шорсткості поверхні, тому в розглянуту залежність внесений коефіцієнт, що враховує даний ефект:

$$\sigma_{\text{пп}} = k_{\text{п}} [\sigma_{\text{н}}] \cdot (0,2 + 2,28\mu - 1,5\mu^2), \quad (1.7)$$

де $k_{\text{п}}$ – коефіцієнт, що враховує якість обробки поверхні.

Дана поверхнева напруга пропонується використовувати в якості межі

контактної витривалості для матеріалу. Умови міцності ж мають такий вигляд:

$$\sigma_H \leq \sigma_{пп}. \quad (1.8)$$

Останнім часом знайшли своє застосування методики, які спираються на критерії втомлюваності матеріалу при багатоосьовому навантаженні. Критерій, розроблений Дан Ваном [20], спирається при оцінці багатоосьової втоми на значення дотичних напружень. Згідно з ним матеріал зруйнується, якщо комбінація дотичних напруг і гідростатичного тиску в точці матеріалу буде задовольняти одній з умов:

$$\tau_a(t) + a_{DV}\sigma_h(t) > \tau_e, \quad (1.9)$$

$$\tau_a(t) - a_{DV}\sigma_h(t) > -\tau_e, \quad (1.10)$$

де $\tau_a(t)$ – амплітудне значення дотичних напруг у певній площині, що проходить через певну точку;

$\sigma_h(t)$ – гідростатичний тиск у цій же точці;

τ_e – допустиме значення дотичних напруг, яке зазвичай порівнює межі витривалості матеріалу при зсуві τ_{-1} ;

a_{DV} – безрозмірний коефіцієнт матеріалу, який показує вплив гідростатичного тиску на втомну міцність.

Складність реалізації методу Дан Вана полягає в тому, що доводиться проводити безліч розрахунків для визначення найгіршої комбінації напружень, за якими можна визначити положення критичної площини. Крім цього, необхідно знати межу витривалості матеріалу при зсуві, яку не завжди можна знайти в довідниках.

У свою чергу, згідно з Матаке Т. [21] орієнтацію критичної площини, в якій необхідно перевіряти втомну міцність матеріалу, можна визначити шляхом знаходження такого перетину, в якому амплітуда дотичних напружень буде максимальною: $\max\{\tau\}$.

Умова міцності ж має такий самий вигляд, як і у Фіндлі, проте відрізняється константами матеріалу:

$$\tau_a^c + \mu \sigma_{max}^c \leq \tau \quad (1.11)$$

де μ і λ – константи матеріалу, які визначаються за залежностями:

$$\mu = \left(2\tau_{-1} / \sigma_{-1} \right) - 1, \quad (1.12)$$

$$\lambda = \tau_{-1}. \quad (1.13)$$

Всі підходи, що базуються на визначенні положення критичної площини, найчастіше застосовуються для розрахунків на втому валів, що працюють при одночасній дії кручення і згину. Застосовність даних теорій в рамках визначення контактної витривалості на сьогоднішній день не до кінця підтверджена.

Крім аналітичних методів оцінки контактної міцності існують також і чисельні. Чисельні підходи до вирішення задачі контактної втоми в першу чергу трудоміткі з точки зору обчислювальної потужності. Також залишається питання про необхідність врахування різних ефектів і властивостей, які реалізуються при контактній взаємодії.

Крім цього, все ще до кінця не відомо, як саме відбувається втомне контактне руйнування, тому для кожного окремого чисельного розрахунку необхідно проводити верифікацію результатів за допомогою експериментів, що ще більше збільшує складність застосування даного підходу.

Висновки до розділу 1.

1. Механізм розвитку втомного контактного руйнування залишається недостатньо вивченим, незважаючи на велику кількість експериментальних досліджень, проведених у ХХ столітті. Виділено три основні механізми руйнування:

внаслідок дії змінних напружень, взаємодії з мастильним матеріалом та хімічних реакцій з навколишнім середовищем.

2. Існує дві основні гіпотези щодо зародження втомних тріщин: підповерхнева (на глибині паралельно поверхні кочення або під кутом 10-45°) та поверхнева. Експериментально підтверджено значний вплив мастильного матеріалу на розвиток поверхневих тріщин через механізм гідравлічного розпирання.

3. Аналіз існуючих методик розрахунку показав, що найпоширенішим підходом є оцінка за критерієм контактних напружень σ_H на основі експериментальних кривих втоми. Встановлено обмеженість класичних підходів: вони справедливі лише до 10^8 циклів. Методики, які спираються виключно на експериментальні дані, не можуть бути застосовані для нових матеріалів без проведення відповідних випробувань.

4. Розглянуто альтернативні підходи до оцінки контактної міцності: метод наведених поверхневих напружень з урахуванням шорсткості та гертя, а також критерії багатоосьової втоми (Дан Вана, Матаке).

5. Чисельні методи оцінки контактної міцності є трудомісткими з точки зору обчислювальної потужності та потребують обов'язкової експериментальної верифікації результатів через неповне розуміння механізмів втомного контактного руйнування.

Проведений аналіз свідчить про необхідність подальшого дослідження механізмів контактного руйнування та розробки уніфікованих методик розрахунку, які б враховували сучасні матеріали, методи їх обробки та умови експлуатації.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ

2.1 Чисельний аналіз напружено-деформованого стану контакт ного шару зразків

На сьогоднішній день для вирішення задач механіки широке застосування знайшов метод кінцевих елементів. Він реалізований практично в кожній прикладній інженерній програмі, причому як в програмах, спочатку створених для твердотільного моделювання, так і в спеціалізованих програмах, створених для розрахунків міцності. Однією з найбільш поширених серед інженерів програм є *Ansys Workbench*.

Даний програмний пакет має широкі можливості в області чисельного моделювання інженерних об'єктів і систем. Також в ньому доступно безліч різних тонких налаштувань, за допомогою яких можна з достатнім ступенем точності провести аналіз.

За допомогою даної програми буде отримано чисельне рішення задачі контакту двох циліндричних тіл з паралельними осями і отримано поле напружень при складному напруженому стані, в якому знаходиться матеріал при контактній взаємодії.

Розрахунок МКЕ проводився в програмному середовищі *Ansys Workbench R19.2* в тривимірній постановці. В якості об'єктів розглядалися два товстостінних співвісних циліндричних тіла. Була підібрана оптимальна товщина циліндрів, при якій в обсязі матеріалу реалізовувався плоский деформований стан. При малій товщині циліндрів в матеріалі буде плоский напружений стан. Для отримання потрібного напруженого стану потрібно вибрати таку ширину зразків, при якій в центрі майданчика контакту буде плоский деформований стан.

Змодельовані циліндри мають зовнішній діаметр 36 мм, а діаметр отвору – 16 мм. Як вже було визначено, при такому значенні діаметрів плоский деформований стан буде при товщині циліндрів, що дорівнює 8 мм. Таких розмірів були всі випробувані зразки в попередньому розділі.

Граничні умови (рисунок 2.1), що використовуються при моделюванні контакту двох циліндрів, були наступними: на поверхні А переміщення вздовж осі

Ox прирівняні до нуля, з метою створення умов симетрії задачі, на поверхні V отвори верхнього зразка заборонені осьові переміщення, вздовж осі Z , а радіальні задавалися таким чином, щоб відбулося притискання зразків один до одного, на поверхні S отвори нижнього зразка накладена повна фіксація від зміщень.

Для реалізації такої контактної взаємодії, яка була б порівнянна з обмеженнями, закладеними в герцівську теорію контактної взаємодії контакт між тілами був заданий умовою *Frictionless*.

Рисунок 2.1 – Розрахункова схема МКЕ: а) закріплені та зміщувані поверхні, б) згущення кінцево-елементної сітки.

Для того щоб на початку розрахунку змодельовані циліндри точно знаходилися в контакті, було використано налаштування *Add offset*. Дана функція в початковий момент часу означає тверді тіла і виставляє їх у просторі таким чином, щоб між ними витримувався мінімальний зазор. Вона потрібна для того, щоб перед розрахунком тверді тіла не перетиналися.

Крім цього, уздовж всієї лінії контакту циліндрів було використано налаштування *pinball region*, завдяки якому вручну задається конкретна область, в якій можливий контакт двох тіл. Також було відключено можливість невеликого прослизання в зоні контактування.

Циліндри не обертаються, навантаження відбувається вздовж лінії контакту між циліндрами. При моделюванні циліндрів між їх поверхнями витримувався

невеликий зазор близько 0,02 мм, щоб при розрахунку в початковий момент часу не було безпосереднього контакту змодельованих циліндрів. Далі задавалося зміщення і циліндри входили в контакт.

При вирішенні контактних завдань необхідно знати силу, з якою циліндри тиснуть один на одного. Для цього визначалася реакція в опорі нижнього циліндра. При заданому на початковому етапі розрахунку фіксованому значенні зміщення реакція вийшла $F = 1660$ Н.

В якості матеріалу тіла, що імітує зразок з випробувань, був використаний стандартний алюмінієвий сплав марки 6061 - T5 (Таблиця 2.1), який вже вбитий в бібліотеку матеріалів даної програми, хоч він і відрізняється за маркою від того, який використовувався в експерименті, проте основні механічні характеристики, такі як модуль Юнга і коефіцієнт Пуассона, які і впливають на розподіл контактних напружень, у цих двох сплавів рівні. А в якості матеріалу контрзразку була обрана сталь марки 40Х.

Таблиця 2.1 Вхідні дані для розрахунку

Межа пластичності σ_T , МПа	280
Межа міцності σ_B , МПа	310
Модуль Юнга E , МПа	71000
Коефіцієнт Пуассона μ	0,33
Модуль зміщення E_T , МПа	700
Коефіцієнт χ	0,9
Межа витривалості σ_{-1} , МПа	110
Межа витривалості τ_{-1} , МПа	90
Межа витривалості σ_0 , МПа	180

Далі, за результатами чисельного розрахунку було отримано стан напруги, який буде перераховано в еквівалентний стан напруги за допомогою теорій міцності. Одним з найбільш поширених підходів до аналізу складних станів напруги є

використання теорії енергії формозміни або четвертої теорії міцності [22], в якій еквівалентні напруги виражаються за формулою:

$$\sigma_e^{IV} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}, \quad (2.1)$$

де $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – головні напруги.

Не менш широко застосовується теорія міцності Треска – Сен-Венана або третя теорія міцності, аналогічне співвідношення для якої має вигляд:

$$\sigma_e^{III} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (2.2)$$

З огляду на зазначену вище різницю між межами контактної витривалості та витривалості при згині, доцільно також розглянути ряд теорій, що враховують різну поведінку матеріалу при розтягуванні та стисненні.

Однією з них є теорія міцності Писаренко – Лебедєва [23], де в якості еквівалентних використовуються напруження, що обчислюються за формулою:

$$\sigma_e^{ПЛ} = \chi \sigma_1 + (1 - \chi) \cdot \sigma_3, \quad (2.3)$$

де $\chi = \frac{\sigma_B^P}{\sigma_B^{СЖ}}$ – константа матеріалу;

$\sigma_B^P, \sigma_B^{СЖ}$ – тимчасовий опір при під час розтягування і стискання відповідно;

σ_i – інтенсивність напруги, що визначаються за формулою (2.4).

Також можна розглянути теорію міцності [24], для якої еквівалентні напруги обчислюються:

$$\sigma_2^C = \frac{\sigma_1 + \sigma_3}{2}, \quad (2.4)$$

Деякою модифікацією теорії Боткіна – Миролубова є теорія міцності Баландіна [25], еквівалентні напруги для якої мають вигляд:

$$\sigma_e^B = 3(1 - \chi) \cdot \sigma_m + \frac{\sigma_1^2}{\sigma_T} \quad (2.5)$$

де σ_T – межа текучості матеріалу при розтягуванні.

За кордоном найбільшого поширення набули підходи, які так чи інакше враховують межу витривалості матеріалу при згині σ_{-1} і інерції при зсуві в умовах симетричного циклу τ_{-1} . Серед них розглянемо теорію, запропоновану Sines [26], згідно з якою еквівалентні напруження обчислюються за формулою:

$$\sigma_e^S = \sigma_i + a_S \sigma_m, \quad (2.6)$$

де $a_S = \frac{\sqrt{2} \cdot \tau_{-1}}{\sigma_0}$ – константа для матеріалу;

σ_0 – межа витривалості від час пульсаційного циклу.

Інтерес представляє теорія *Carpinteri*, де еквівалентні напруги можна визначити:

$$\sigma_e^{Car} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + \left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}} \cdot \tau_{max} \right)^2}, \quad (2.7)$$

де σ_{max} , τ_{max} – максимальна нормальна і дотична напруга відповідно. Нижче наведено чисельний аналіз напруженого стану при контактній взаємодії та проведено аналіз результатів, отриманих із застосуванням запропонованих теорій міцності.

2.2 Результати чисельного моделювання та їх аналіз

В якості теорії нульового наближення було проведено розрахунок відповідно до вищевикладеної моделі в пружній постановці. Аналіз отриманих полів еквівалентних напружень згідно з різними критеріями, показав, що практично для всіх них максимальне значення еквівалентних напружень досягається поблизу

бічної поверхні циліндра (рисунок 2.2, а) для випадків теорій (2.3) – (2.5), Для співвідношень (2.6) і (2.7) максимальне значення еквівалентної напруги досягається в центрі майданчика контакту на поверхні зразка (рисунок 2.2, б).

Разом з тим, з літературних даних [27] відомо, що втомне руйнування внаслідок дії контактних напружень відбувається в основному під поверхнею на деякій глибині практично по всій ширині. Ці відомості дають підстави вважати, що при проведенні моделювання не був врахований один з важливих факторів.

Найбільш імовірним варіантом видається невідповідність пружної постановки реальним умовам. Так, при експлуатації елементів, що працюють в умовах контактної взаємодії, при першому циклі навантаження відбуваються пластичні деформації в областях, де реалізуються максимальні еквівалентні напруження. Це призводить до створення полів напружень в подальших циклах зі зниженням їх максимальних значень і зміщенням зон реалізації останніх.

а)

б)

Рисунок 2.2 – Характерна зона максимальної еквівалентної напруги, а) для критеріїв (2.3) – (2.5), б) для критеріїв (2.6) і (2.7)

Для перевірки впливу зазначеного фактора було проведено розрахунок з моделюванням пластичної поведінки матеріалу тіл, при цьому діаграма навантаження матеріалу розглядалася білінійною, використовувалася теорія

білінійного кінематичного зміцнення (рисунок 2.3). При заданні граничних умов враховувалося задане попереднє навантаження за допомогою переміщення, що задається на поверхні «1» (рисунок 2.3). При цьому моделювалися два перших цикли навантаження, і аналізувалися результати, отримані в кінці другого з них.

На першому етапі навантаження задавалося таке переміщення, щоб почалися пластичні деформації, далі навантаження знімалося і на другому етапі задавалося повне навантаження, яке було використано при проведенні першого розрахунку в пружній постановці. Для проведеного розрахунку також аналізувалися поля напружень, отримані при використанні розглянутих теорій міцності, і аналізувалися поля головних напружень.

Рисунок 2.3 – Діаграма розтягування алюмінієвого сплаву 6061-T6 з білінійним кінематичним зміцненням

За результатами чисельного розрахунку були отримані максимальні значення еквівалентних напружень згідно з різними теоріями міцності, причому слід зазначити, що їх розкид досягає двох разів, що побічно доводить необхідність врахування пластичної поведінки контактної пари в процесі контактної навантаження.

При всіх розрахункових навантаженнях отримані значення контактних тисків практично збігаються з значеннями контактних напружень, отриманими за формулами Герца для контакту двох циліндрів по лінії. Похибка у визначенні даних

напружень не перевищувала 3%, що є достатнім для даного дослідження.

Для кожного навантаження, при якому починалося втомлене вицвітання через N циклів, були отримані поля для трьох напружень уздовж осей і поле еквівалентних напружень, обчислених за обраною теорією міцності (таблиця 2.2).

Таблиця 2.2 – Результати чисельного розрахунку

N	F, H	$\sigma_H, \text{МПа}$	$\sigma_x, \text{МПа}$	$\sigma_y, \text{МПа}$	$\sigma_z, \text{МПа}$
$1,4 \cdot 10^5$	1820	673	-413	-662	-669
$3,3 \cdot 10^5$	1445	600	-375	-594	-602
$8 \cdot 10^5$	1105	525	-327	-517	-524
$1,5 \cdot 10^6$	800	471	-297	-468	-475
$2,3 \cdot 10^6$	760	435	-276	-433	-441

2.3 Опис експериментальної установки

На сьогодні існує ГОСТ 25.501-78 «Методи випробувань на контактну витривалість», який пропонує для проведення контактних випробувань чотири типові схеми (рисунок 2.4) контактної взаємодії зразків: випробування при коченні без прослизання, випробування при коченні з прослизанням, випробування при коченні з дотиковим навантаженням і випробування при пульсаційному навантаженні.

На схемах (рисунок 2.4) позичці 1, 2 - зразок і контробразець відповідно; d_1, d_2 – діаметри образів, мм; n_1, n_2 – частоти обертання зразків, об/хв; F – зусилля при стисканні зразка 1 до контрзразка 2, Н; M_1 – гальмівний момент, Нм; ω_1, ω_2 – кутові швидкості зразків; v_1, v_2 – колосні швидкості зразків, м/с, які можна знайти за формулою:

$$v_1 = (\pi \cdot d_1 \cdot n_1) / (1000 \cdot 60), \quad (2.8)$$

$$v_2 = (\pi \cdot d_2 \cdot n_2) / (1000 \cdot 60), \quad (2.9)$$

Рисунок 2.4 – Типові схеми випробувань на контактну витривалість:

а) – кочення без прослизання, б) – кочення з прослизанням, в) – кочення із зовнішнім дощочковим навантаженням, г) – випробування при пульсуючому режимі навантаження

Однією з характеристик процесу кочення є параметр питомого ковзання λ_c , який може бути обчислений за формулою:

$$\lambda_c = \frac{v_2 - v_1}{v_2}, \quad (2.10)$$

Даний параметр може дорівнювати нулю, тоді реалізується кочення без

прослизання (рисунок 2.4. а). Якщо він більший за нуль, тоді реалізується кочення з прослизанням (рисунок 2.4. б). Слід зазначити, що даний параметр може бути як меншим, так і більшим за нуль. Якщо він більший за нуль, то зразок 1 є відстаючим, якщо менший, то випереджаючим.

Розглянемо (рисунок 2.4 а), окружні швидкості рівні, але до випробуваного зразка прикладають гальмівний момент M_T . Величину даного моменту підбирають з таких міркувань, щоб зразки не прослизали один відносно одного.

При пульсуючому контакті (рисунок 2.4 б) зразки виготовляються іншої форми. Випробувальна база теж відрізняється від інших схем. Крім цього навантаження реалізується таким чином, щоб стискаюче зусилля завжди було більше нуля.

Виходячи з вищеописаних варіантів схем випробувань, випробувальна машина повинна мати можливість реалізації як чистого кочення, так і кочення з прослизанням. При цьому в конструкції машини повинні бути засоби для контролю: моменту тертя при обкатуванні зразків один по одному, зусилля відтиску зразків і кількості циклів навантаження. З метою забезпечення заданих вимог до випробувального обладнання, вітчизняною промисловістю випускається машина СМТ-1, що дозволяє реалізувати схеми випробувань, які нас цікавлять (рисунок 2.5).

Наявна машина потребує модернізації як електронної, так і механічної частин з метою отримання достовірних значень вимірюваних величин, а також для можливості підключення машини до комп'ютера і відстеження процесу випробування зразків в режимі реального часу. В рамках модернізації старий двигун був замінений на новий більшої потужності.

Управління двигуном генер здійснюється за допомогою перетворювача частоти, що дозволяє задавати частоту обертання в робочому діапазоні частот обертань електродвигуна з досить дрібним кроком, близько 10 обертів на хвилину.

Рисунок 2.5 – Машина для випробувань шар тертя СМТ-1:

а) схема машини, де: 1 – електродвигун, 2 – ремінна передача, 3 – запобіжна муфта, 4 – динамічний датчик обертового моменту, 5 – приводний вал контрзразку, 6 – вал, на який встановлюється зразок, 7 – вал, на який встановлюється контрзразок, 8 – зразок, 9 – контрзразок, 10 – обертова каретка, 11 – механізм навантаження зразків; б) зовнішній вигляд машини

У механізмі навантаження (рисунок 2.6) стандартна пружина була замінена на нову, оскільки попередня мала задишкову осадку і була недостатньо жорсткою для забезпечення необхідних сил стиснення зразків під час випробувань на витривалість. Після зміни пружини на нову необхідно провести тарування модернізованого механізму. Для здійснення тарування була зібрана установка, що дозволяє провести стиснення пружини з контролем сили стиснення і деформації пружини (рисунок 2.7).

Для вимірювання характеристик пружини електронний динамометр закріплений на машині, в свою чергу механізм навантаження закріплений в лещатах, які встановлені на поздовжніх салазках. Ціллю переміщення салазок вправо, за допомогою оправки, під'єднаної до динамометра, пружина стискається. Лінійна деформація пружини перетворюється в кутове переміщення шківів кругового датчика. Круговий датчик являє собою потенціометр, опір якого залежить від кутового положення шківів встановленого на ньому. Діапазон опору потенціометра 1000 Ом.

Рисунок 2.6 – Зовнішній вигляд механізму навантаження, де 1 – основа, 2 – шток, 3 – пружина, 4 – коловий датчик положення, 5 – затискна планка, 6 – нитка, 7 – шків

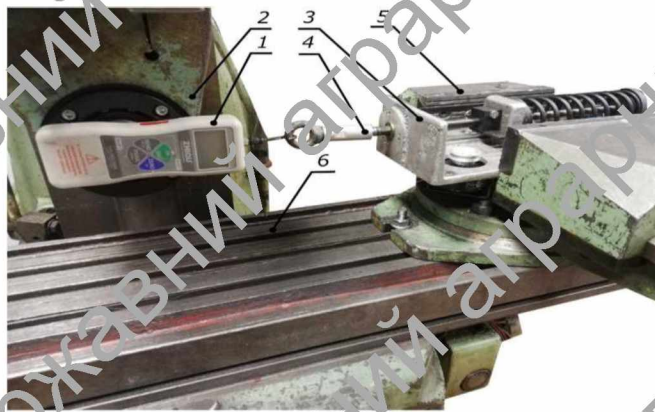


Рисунок 2.7 – Зовнішній вигляд установки для титрування механізму навантаження, де 1 – електронний динамометр, 2 – станина, 3 – механізм навантаження, 4 – оправка, 5 – лезата, 6 – поздовжні салазки

Датчик, у свою чергу, підключений до мікроконтролера *Arduino*. Мікроконтролер видає опорну напругу і, залежно від внутрішнього опору датчика, вихідна напруга буде змінюватися в діапазоні від 0 до 5 В. За допомогою графіка (рисунок 2.8) можна визначити залежність вхідної напруги на мікроконтролері від сили стиснення пружини.

Рисунок 2.8 – Залежність напруги на платі від навантаження на пружині

За наявним графіком можна визначити рівняння апроксимуючої лінійної функції. Для даного графіка апроксимуюча функція буде такою:

$$y = 165,27x - 23,481 \quad (2.11)$$

Для повного стиснення пружини необхідно прикласти до неї навантаження в 1000 Н, однак, з огляду на те, що наявний динамометр має обмеження до 200 Н, експериментальні дані отримані тільки в робочому діапазоні динамометра. Однак, наявну залежність (2.11) можна екстраполювати на весь діапазон роботи пружини, оскільки характер залежності у пружин найчастіше лінійний.

Зусилля з механізму навантаження передається на зразки за допомогою важільного механізму. Механізм навантаження за допомогою гвинта стикається з поворотною кареткою (рисунок 2.9). На поворотній каретці встановлений контрзразок, який, у свою чергу, входить у контакт із зразком, встановленим на валу 7. З огляду на особливості конструкції, для того щоб знати, з яким зусиллям зразки притиснуть один до одного, необхідно дізнатися передавальне відношення даного важільного механізму притискання зразків.

Рисунок 2.9 – Схема механізму підтискання випробовуваних зразків, де 1 – станина, 2 – контрзразок, 3 – зразок, 4 – поворотна каретка, 5 – опора поворотної каретки, 6 – опора вала, на якому встановлений зразок, 7 – точка прикладання навантаження від механізму навантаження

Для визначення передавального відношення даного механізму запишемо рівняння рівноваги:

$$F_H \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot L - F_p \cdot \cos\beta \cdot l = 0, \quad (2.12)$$

де F_H – сила, прикладена механізмом навантаження;

L – відстань від точки прикладання навантаження до опори поворотної каретки;

l – відстань від осі контрзразка до опори поворотної каретки;

α, β – кути;

F_p – реакція від взаємодії зразків.

Лінійні розміри L і l визначені конструкцією поворотної каретки і дорівнюють 330 і 130 мм відповідно. При діаметрі зразка і контрзразка 36 мм кути α, β дорівнюють $17,4^\circ$ і 7° відповідно. Підставимо дані значення у вираз (2.12) і виразимо F_p :

$$F_p = \frac{F_H \cdot \cos(\alpha + \beta) \cdot L}{\cos \beta \cdot l} = \frac{F_H \cdot \cos(17,4 + 7) \cdot 330}{\cos 7 \cdot 130} = F_H \cdot 2,33 \quad (2.13)$$

Крім механізму навантаження в даній машині є датчик крутного моменту 4 (рисунок 2.9.), який показує момент тертя в контактуючих зразках. Оскільки значення моментів тертя дуже малі, то до точності і чутливості даного датчика пред'являються особливі вимоги. З метою здійснення процесу тарування була зібрана установка, що дозволяє з достатньою точністю задавати і здійснювати контроль навантаження (рисунок 2.10). Схема установки повністю повторює умови, в яких працює датчик, що дозволяє з досить високою точністю провести його тарування.

Рисунок 2.10 – Зовнішній вигляд установки для тарування датчика моменту, де 1 – електродвигун, 2 – датчик моменту, 3 – пружно-компенсуюча муфта, 4 – порошкове гальмо

Муфти, що використовуються в даній установці, такі ж, як встановлені на машині тертя, що дозволяє не вносити в тарувальні залежності поправку на їх ККД. Частота обертання двигуна була встановлена такою, на якій будуть здійснюватися основні експериментальні дослідження на машині тертя. Завдяки конструкції порошкового гальма, крутний момент, що навантажує датчик, можна контролювати з дискретністю 0,05 Нм. Навантаження здійснювалося як при обертанні двигуна за годинниковою стрілкою, так і проти, оскільки з огляду на особливості конструкції

датчика, в залежності від напрямку обертання буде по-різному змінюватися вихідна напруга. За графіком тарування (рисунок 2.11) можна визначити залежність вихідної напруги датчика від крутного моменту, прикладеного до нього.

Рисунок 2.11 – Залежність вихідної напруги від крутного моменту, де 1 – обертання за годинниковою стрілкою, 2 – обертання проти годинникової стрілки

На обраній машині для втомних випробувань вал, на який встановлюється зразок, і вал, на який встановлюється контрзразок, приводяться в рух за рахунок ремінної передачі. Завдяки такому рішення на зразок буде діяти тільки нормальне навантаження від контрзразка і не буде діяти дотична, яка могла б бути, якби вал, на який встановлюється зразок, приводився в обертання за рахунок передачі моменту через взаємодію між зразками. Також, щоб уникнути можливого прослизання зображень, була використана зубчаста ремінна передача. Завдяки цьому, крім даної переваги, вона ще й гасить вібрації та коливання моменту двигуна.

Висновки до розділу 2

1. Розроблено тривимірну розрахункову модель контактної взаємодії двох товстостінних співвісних циліндричних тіл у програмному середовищі Ansys Workbench R19.2 з оптимальними геометричними параметрами (зовнішній діаметр 36 мм, діаметр отвору 16 мм, товщина 8 мм), які забезпечують реалізацію плоского деформованого стану в центрі майданчика контакту.

2. Доведено необхідність врахування пластичної поведінки матеріалу з

використанням білінійної діаграми з кінематичним зміщенням, що призводить до перерозподілу полів напружень у циклічних режимах навантаження.

3. Встановлено задовільну збіжність результатів чисельного моделювання з аналітичними розрахунками за формулами Герца – похибка у визначенні контактних напружень не перевищує 3%. Проведено моделювання для п'яти рівнів навантаження, що відповідають довговічності від $1,4 \times 10^5$ до $2,3 \times 10^6$ циклів.

4. Описано модернізовану експериментальну установку на базі машини СМТ-1 відповідно до ГОСТ 25.501-78. Виконано заміну електродвигуна з управлінням через перетворювач частоти, модернізацію механізму навантаження з тарувальною залежністю $y = 165,27x - 23.481$ та визначено передавальне відношення важільного механізму (2,33).

5. Проведено тарування датчика крутного моменту з дискретністю контролю 0,05 Нм. Конструкція машини забезпечує реалізацію чистого качення без прослизання завдяки зубчастій ремінній передачі, що створює необхідні передумови для комплексних випробувань на контакту в тому та верифікації розрахункових моделей.

РОЗДІЛ 3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Пошук критерію руйнування та формулювання умови контактної витривалості

В якості критичного значення зручно користуватися межею витривалості матеріалу. Однак для спрощення розрахунків пропонується розглянути можливість використання або межі витривалості при симетричному циклі навантаження, тобто σ_{-1} або межі витривалості матеріалу при пульсаційному циклі навантаження, тобто σ_0 . Для формулювання умови міцності необхідно не просто знати одне значення межі витривалості, але і повну криву втоми для досліджуваного матеріалу, тому в подальшому будемо використовувати саме залежність напружень від циклів, яка береться з кривих втоми, тобто $\sigma_{-1}(N)$ і $\sigma_0(N)$.

Для зручності використання результатів чисельного аналізу напруженого стану були проаналізовані отримані дані, і в результаті аналізу було встановлено, що з достатнім ступенем точності можна вважати: $\sigma_0 = \sigma_Z$, $\sigma_V = \sigma_3 = \sigma_H$, $\sigma_Z = \sigma_1$. Оскільки в умовах контактної взаємодії всі головні напруження завжди будуть від'ємними, для зручності в таблиці вони вказані за модулем (таблиця 3.1).

Таблиця 3.1 Результати чисельного розрахунку та експерименту

Експериментальні дані			Дані чисельного розрахунку				Дані із довідника	
F	N	σ_H	$[\sigma_1]$	$[\sigma_2]$	$[\sigma_3]$	σ_Z	$\sigma_{-1}(N)$	$\sigma_0(N)$
1820	$0,4 \cdot 10^5$	673	413	662	669	252,5	217	320
1445	$3,3 \cdot 10^5$	600	375	594	602	223	193	288
1105	$8 \cdot 10^5$	525	327	517	524	194	169	254
890	$1,5 \cdot 10^5$	471	297	468	475	174	152	229
760	$2,3 \cdot 10^5$	435	276	433	441	161	140	213

Крім цього, в таблицю зведені значення кількості циклів до руйнування N і

зусилля підтискання зразків. Також в таблиці наведені значення $\sigma_{-1}(N)$ і $\sigma_0(N)$, що відповідають кожній експериментальній точці. Як вже було зазначено в розглянутій точці майданчика контакту нормальні напруження з достатньою точністю дорівнюють головним напруженням, тому в таблицю зведені тільки значення головних напружень.

Тепер для формулювання умови контактної витривалості необхідно порівнювати отримані дані з відомими значеннями з довідника. Зауважимо, що значення σ_3 практично збігається з значенням σ_H , тому умову контактної витривалості при заданому числі циклів N можна записати у вигляді

$$|\sigma_3| < \sigma_H(F, N), \quad (3.1)$$

де $\sigma_H(F, N)$ – контактні напруги по Герцу, при навантаженні, які приводять до втомного вицвітання через N циклів.

При використанні такої умови сила F^* , при якій розрахункове значення $|\sigma_3|$ досягає заданого рівня напруги $\sigma_H(F, N)$, практично збігається з реальною силою F , що відповідає $\sigma_H(F, N)$. Для другої експериментальної точки $F = 1445$ Н, а сила, що відповідає рівню $|\sigma_3|$, $F^* = 1440$ Н. При одноосній нарузі процес втомного руйнування через N циклів почнеться при:

$$\sigma_e = \sigma_0(N), \quad (3.2)$$

де $\sigma_0(N)$ – значення напруги, при якому після N циклів навантаження відбувається руйнування, σ_e – еквівалентна напруга в центральній точці майданчика контакту.

У матеріалі завжди присутні підповерхневі дефекти, в зоні яких матеріал може працювати в умовах знакозмінних напружень, тому в якості критичного значення можна використовувати межу витривалості при симетричному циклі навантаження σ_{-1} . У такому випадку процес втомного руйнування буде починатися при:

$$\sigma_e = \sigma_{-1}(N) \quad (3.3)$$

Запропонована умова (3.3) добре описує експеримент. При використанні цієї умови отримується консервативна оцінка. Сила F'' , при якій розрахункова напружка σ_e досягає рівня $\sigma_{-1}(N)$ виходить меншою, ніж реальна сила F , що відповідає рівню $\sigma_{-1}(N)$, при якій відбувається втомлене руйнування через N циклів. Для другої експериментальної точки $F = 1445$ Н, а сила $F'' = 1240$ Н.

Зіставлення кривої контактної витривалості, перебудованої в еквівалентних напруженнях, з кривою втомної міцності при симетричному циклі навантаження показало, що використання умови $\sigma_e \leq \sigma_{-1}(N)$ дає помірну песимістичну оцінку тобто використання цього критерію знижує допустимі напруження в 1,2 рази. Песимістична оцінка вітається в інженерних розрахунках, тому було вирішено зупинитися на використанні критерію $\sigma_e \leq \sigma_{-1}(N)$.

Використання даної умови контактної витривалості все одно ускладнене. Не завжди є можливість зробити чисельний розрахунок напруженого стану, тому для зручності використання виразу (3.3) перепишемо його через значення контактних напружень, які визначаються за відомою формулою Герца.

За результатами чисельного розрахунку (Таблиця 8), $\sigma_2 \approx \sigma_3$, а $\sigma_1 = \sigma_H$. Для умов плоскої деформації вірно $\sigma_1 = \mu(\sigma_2 + \sigma_3)$. Для значень отриманих у чисельному розрахунку, можна прийняти $\sigma_2 \approx 2\mu \cdot \sigma_3$. Якщо підставити в (3.3) дані залежності, еквівалентні напруження будуть:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(2\mu \cdot \sigma_3 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - 2\mu \cdot \sigma_3)^2} = (1 - 2\mu) \cdot \sigma_3 = (1 - 2\mu) \cdot \sigma_H, \quad (3.4)$$

Тоді умова (3.3) прийме вигляд:

$$\sigma_H = \frac{\sigma_{-1}(N)}{1-2\mu} \quad (3.5)$$

За такої умови сила F'' , при якій розрахункові напрути σ_H досягають рівня модифікованого значення σ_{-1} , виходить завжди меншою, ніж сила F , що відповідає модифікованому значенню σ_{-1} . При використанні даної умови оцінка контактної витривалості також здійснюється помірно песимістично. На початкових етапах проектування виробів можна досить швидко виконати проектні розрахунки деталей, що працюють в умовах циклічної контактної взаємодії.

Значення похибок для запропонованих умов контактної витривалості, а також значення коефіцієнтів запасу по граничному навантаженню для кожної експериментальної точки показали можливість їх застосування (таблиця 3.2). З урахуванням того, що оцінка працездатності за запропонованою умовою здійснюється з похибкою близько 25%, сама оцінка виходить песимістичною, що в умовах втомних розрахунків тільки втаєється, але і з огляду на те, що розкил значень в експериментальному дослідженні становив близько 17% відносно середнього значення циклів, то отримана похибка в оцінці очікуваного часу початку руйнування перебиває даний розкил, що тільки збільшить надійність запропонованого підходу.

Таблиця 3.2 Похибки та коефіцієнти запасу

$N_{\text{експ}}$	$[\sigma_3] \leq \sigma_H(N)$		$\sigma_e \leq \sigma_0(N)$		$\sigma_e \leq \sigma_{-1}(N)$		$\sigma_H \leq \frac{\sigma_{-1}(N)}{1-2\mu}$	
	$N_{\text{експ}} - N_{\text{роз}}$	$\frac{[\sigma_3]}{\sigma_H(N)}$	$N_{\text{експ}} - N_{\text{роз}}$	$\frac{\sigma_e}{\sigma_0(N)}$	$N_{\text{експ}} - N_{\text{р}}$	$\frac{\sigma_e}{\sigma_{-1}(N)}$	$N_{\text{експ}} - N_{\text{роз}}$	$\frac{\sigma_H(1-2\mu)}{\sigma_{-1}(N)}$
	$\frac{N_{\text{експ}}}{N_{\text{експ}}}$ %		$\frac{N_{\text{експ}}}{N_{\text{експ}}}$ %		$\frac{N_{\text{експ}}}{N_{\text{експ}}}$ %		$\frac{N_{\text{експ}}}{N_{\text{експ}}}$ %	
$1,4 \cdot 10^5$	0,5	0,997	67,5	0,59	32,2	1,17	26,2	1,12
$3,5 \cdot 10^5$	0,3	1,003	68,8	0,59	31,1	1,16	23,4	1,11
$8 \cdot 10^5$	0,1	0,998	81	0,55	25,3	1,11	22,9	1,11
$1,5 \cdot 10^6$	0,8	1,009	85	0,54	18,4	1,06	19,3	1,07
$2,3 \cdot 10^6$	1,4	1,01	103	0,49	18,1	1,06	16,8	1,05

3.2 Аналіз умов роботи довбальної головки та прескування установки, що моделює умови роботи матеріалу штока

Для механічної обробки заготовок в машинобудуванні останнім часом все частіше використовують верстати з числовим програмним управлінням (ЧПУ). Для з'єднання обертових деталей і передачі крутного моменту широко застосовують знайшли шпоночні і шліцьові з'єднання [28]. Зовнішні шпоночні пази найчастіше фрезерують, шліцьові пази отримують або фрезеруванням, або протягуванням.

Внутрішні шпоночні пази отримують довбанням, шліцьові пази або довбанням, або протягуванням. Перед нарізанням шпоночних і шліцьових пазів вал обточують на токарних верстатах. Далі, для нарізання пазів вал необхідно закріпити на іншому обладнанні, залежно від способу нарізання пазів. Такий підхід збільшує номенклатуру обладнання, оснащення та інструменту на підприємстві. Тому, останнім часом знайшли своє застосування приводні довбальні головки (ПДГ) для верстатів з ЧПУ. За допомогою таких пристроїв немає необхідності в установці додаткового обладнання.

ПДГ встановлюється на револьверну головку токарного верстата і за допомогою приводів подачі задається глибина різання і подача. Також обробка пазів відбувається за один установ з основним обточуванням вала, що сприятливо позначається на точності виготовлення. Обробка ведеться наступним чином: в патрон шпинделя токарного верстата затискається заготовка, ПДГ встановлюється в револьверну головку і підводиться до заготовки далі вмикається привід револьверної головки і ПДГ починає здійснювати зворотно-поступальне переміщення ріжучого інструменту – довбака. Далі за допомогою приводу подачі ПДГ підводиться на потрібну глибину і здійснює процес різання (рисунок 3.1).

Рисунок 3.1 – Процес нарізання внутрішнього кільцевого паза за допомогою ПДГ

В якості механізму, за допомогою якого реалізується зворотно-поступальний рух, в ПДГ (рисунок 3.2) зазвичай використовують шотландський механізм. ПДГ перетворює обертальний рух приводу верстата в зворотно-поступальний рух штока з ріжучим інструментом. Завдяки цьому вдається розширити технологічні можливості верстата. При наявності ПДГ відпадає необхідність у використанні іншого обладнання для виконання операції додання і протягування. За допомогою ПДГ можна нарізати зовнішні і внутрішні пази різної форми, лиски, зубчасті вінці та інше. Як правило, ПДГ сконструйовані за принципом роботи «шотландського» механізму [29].

Рисунок 3.2 – Внутрішня будова ПДГ

Відповідно до принципової схеми роботи механізму ПДГ (рисунок 3.3) на приводному диску 1, який обертається з частотою n , встановлений приводний ролик 4, який заходить в паз штока 2. На шток закріплюється ріжучий інструмент 3. Ролик

4 тисне на бічну поверхню паза штока із зусиллям, рівним за величиною силі різання Ррез, і переміщує шток з інструментом у поздовжньому напрямку вздовж напрямної опори 5. Максимально допустима сила різання, з якою ПДГ зможе працювати, залежить від максимального приводного моменту, який визначається потужністю приводу верстата.

ПДГ може вийти з ладу через поломку приводного ролика, напрямної опори або штока. Слід зазначити, що напрямна опора являє собою лінійний підшипник кочення, що складається з каретки і рейки. Навантаження на цей підшипник незначні. До того ж він є стандартним виробом, і його можна швидко замінити при поломці. Вихід з ладу приводного ролика теж не є критичним, оскільки зазвичай він являє собою підшипник кочення, який теж можна швидко замінити.

У той же час шток є нестандартною деталлю. У виробників ПДГ часто немає запасних штоків, а самостійне виготовлення його займає певний час, що може призвести до простою підприємства, а отже, до збитків. Тому, бажано, на етапі проектування провести розрахунки міцності і визначити очікуваний час роботи штока до руйнування, щоб до моменту поломки мати запасний шток для ремонту. Шток, як правило, виходить з ладу внаслідок викривлення робочих поверхонь паза, по яких котиться ролик.

Рисунок 3.3 – Принципова схема роботи ПДГ: 1 – приводний диск, 2 – шток ПДГ, 3 – довбак, 4 – приводний ролик, 5 – напрямна опора.

Розглянемо докладніше взаємодію приводного ролика і штока. На принциповій схемі зображений механізм ПДГ, коли приводний ролик знаходиться в крайньому правому положенні. При обертанні приводного диска ролик тисне на палець і зміщує його вліво. Коли ролик опиняється в крайньому лівому положенні, закінчується хід відведення штока і починається робочий хід, при якому ролик буде штовхати шток із зусиллям $F_{рез}$ вправо. У місці контакту ролика з бічною поверхнею паза виникають контактні напруги. Максимальне значення цих напруг можна визначити за формулою Герца для контакту циліндра і площини [30]:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_{рез} E^*}{\pi R b}}, \quad (3.6)$$

де $F_{рез}$ – сила різання;

E^* – приведений модуль пружності, який визначається за залежністю:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}, \quad (3.7)$$

де E_1, μ_1, E_2, μ_2 – модулі пружності та коефіцієнти Пуассона для матеріалів ролика і штока, відповідно;

R – радіус ролика;

b – ширина ролика.

Для правильного розрахунку напруженого стану в зоні контакту ролика і штока необхідно знати, які сили діють на дану пару в процесі роботи ПДГ. Для цього необхідно провести кінематичний розрахунок і визначитися з вихідними даними для силового розрахунку.

Відповідно до кінематичної схеми механізму перетворення обертального руху в горизонтальний зворотно-поступальний, довбак пов'язаний з точкою В, тому його швидкість і прискорення відповідають швидкості і прискоренню цієї точки. Швидкість і прискорення точки В відповідають швидкості і прискоренню точки А в горизонтальному напрямку:

$$v_B = v_{Bx} = v_{Ax}. \quad (3.8)$$

Оскільки рух точки В відповідає руху довбака, то можна визначити розмір l_{OA} . Він повинен дорівнювати половині повного ходу. Для конкретних розмірів величин розглянемо ПДГ *type-26* виробництва WTC. Тоді:

$$l_{OA} = \frac{35}{2} = 17,5 \text{ мм}. \quad (3.9)$$

Координата точки А визначається рівнянням:

$$x_A(t) = l_{OA} \cdot \cos(\omega_1 t), \quad (3.10)$$

де ω – кутова швидкість обертання кривошипа, рад/с; t – час, с.

За вихідними даними, максимальна частота обертання вхідного вала становить $n_0 = 1000$ об/хв, яке найчастіше обмежена можливостями двигуна приводу револьверної головки, а передавальне відношення механізму ПДГ складає 1:1, тому частота обертання кривошипа $n_1 = n_0 = 1000$ об/хв. Тоді:

$$\omega_1 = \frac{2\pi n_1}{60} = \frac{2\pi \cdot 1000}{60} = 104,72 \text{ рад/с}. \quad (3.11)$$

Лінійна швидкість довбака визначається відношенням:

$$v_B(t) = \dot{x}_A(t) = -\omega_1 \cdot l_{OA} \cdot \sin(\omega_1 t). \quad (3.12)$$

Тоді максимальна швидкість:

$$v_{B, \max} = \omega_1 \cdot l_{OA} = 104,72 \cdot 17,5 = 1832,6 \text{ мм/с}, \quad (3.13)$$

Прискорення довбака обчислюємо аналогічно:

$$a_B(t) = \ddot{x}_A(t) = -\omega_1^2 \cdot l_{OA} \cdot \cos(\omega_1 t), \quad (3.14)$$

$$a_{B_{max}} = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = 104,72^2 \cdot 17,5 \approx 192000 \frac{\text{мм}}{\text{с}^2} = 192 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}, \quad (3.15)$$

Мінімальна сила, яку можна створити на довбачку на робочому ході, залежить від моменту T_{max} , який можна прикласти на вхідному валу. Її можна визначити з умови рівноваги ланки 1 в момент часу, коли вона нахилена під кутом 90° до горизонталі. Обертовий момент, прикладений до ланки, врівноважується силою $F_{Ax_{min}}$, прикладеною до шарніра А. Горизонтальну проекцію цієї сили можна знайти за формулою:

$$F_{Ax_{min}} = \frac{10^3 T_{max}}{l_{OA}} = \frac{10^3 \cdot 20}{17,5} = 1142 \text{ Н}. \quad (3.16)$$

Значення сили F_{Ax} , що створюється обертовим моментом T , можна розрахувати за формулою:

$$F_{Ax} = \frac{10^3 T}{l_{OA} \sin(\varphi)}, \quad (3.17)$$

де φ – кут повороту вхідного вала (рад).

Сила на довбачку F_{Ax} , що створюється обертовим моментом на вхідному валу, йде на подолання сили різання $F_{різ}$ і сили інерції $F_{ін}$.

$$F_{Ax} = F_{різ} + F_{ін}, \quad (3.18)$$

Із залежності (3.18) видно, що сили різання $F_{різ}$ залежать від сил F_{Ax} і $F_{ін}$. та можна визначити за формулою:

$$F_{різ} = F_{Ax} - F_{ін}, \quad (3.19)$$

Мінімальну силу різання можна визначити за формулою:

$$F_{\text{різ min}} = \min(F_{Ax \text{ min}} - F_{\text{и}}) = 1130 \text{ Н.} \quad (3.20)$$

Таким чином, залежності сил, що діють на деталі механізму ПДГ, сила інерції на порядок менше сил різання, тому в даному дослідженні для спрощення розрахунків силами інерції можна знехтувати.

Розглянемо докладніше взаємодію безпосередньо ролика і бічної поверхні паза під час роботи ПДГ. За один повний оберт приводного диска штока ПДГ здійснює робочий хід і хід відводу. На схемі (рисунок 3.4 а) зображені крайні (поз. 1, поз. 3) і середнє (поз. 2) положення штока і ролика в процесі їх зміщення при робочому ході. На схемі (рисунок 3.4 б) зображені відповідні цим трьом положенням епюра контактних напружень на робочій поверхні штока.

На (рисунок 3.4 а) бічна поверхня паза, по якій обкатується ролик під час робочого ходу, позначена як ПР, а поверхню, по якій він обкатується при відведенні, позначена як ПО. З урахуванням того, що різання під час ходу відведення немає, тільки поверхню паза ПР буде під навантаженням, причому ролик в процесі робочого ходу обкатується по цій поверхні двічі.

Рисунок 3.4 – Взаємодія ролика і штока: а) робочий хід ПДГ, б) епюра контактних напружень під час робочого ходу

Щоб створити механізм, працездатний протягом тривалого часу, необхідно оцінити розрахунковим, а в ідеалі і експериментальним шляхом, здатність його деталей, в нашому випадку штока, чинити опір втомному викривуванню. Для досягнення цієї мети була розроблена оригінальна експериментальна установка, принципова схема (рисунок 3.5) якої дозволяє досягти поставлених цілей. Плоский зразок 3 імітує навантажену поверхню штока і здійснює зворотно-поступальне переміщення S . Контактні напруження на поверхні зразка виникають внаслідок впливу на нього ролика 2, до якого через оправку 1 прикладається зусилля F .

Рисунок 3.5 – Схема випробування: 1 – оправка, 2 – ролик, 3 – зразок

Визначившись з необхідною схемою для випробувань, далі була розроблена і зібрана експериментальна установка, яка дозволяла провести модальні випробування матеріалу штока.

3.3 Методика проведення експерименту

В рамках даної роботи проводилися дослідні випробування з побудови кривої контактної втоми матеріалу циліндричних зразків. Експеримент проводився на 5 рівнях навантаження. На першому рівні навантаження випробовувалося 20 зразків до початку втомного руйнування, для визначення параметрів функції розподілу, а на інших рівнях обкатувалося по 12 зразків, для зменшення часу дослідження.

На обраній установці для втомних випробувань, максимальне навантаження, яке може створювати пружина, дорівнює 1000 Н. Крім цього, вали даної машини

теж не розраховані на великі навантаження, так само, як і підшипники. З огляду на те, що ширина зразків, для забезпечення достовірної картини напруженого стану при контактній взаємодії дорівнює 8 мм, то для забезпечення необхідного рівня контактної напруги для сталевих зразків довелося б задавати великі значення навантаження. Тому в якості матеріалу зразків був обраний алюмінієвий сплав марки 2024 – Т3. В якості матеріалу для контрзразка була обрана сталь марки 30 ХГСА для того, щоб руйнуванню піддавався тільки зразок, виконаний з алюмінієвого сплаву. Частота обертання задавалася перетворювачем частоти, до якого був підключений електродвигун і дорівнювала $n_{ел} = 700$ об/хв.

Зразок і контрзразок встановлювалися на вали випробувальної машини і фіксувалися за допомогою гайки (рисунок 3.6). Посадка зразків була ковзною. При кожній установці зразка і контрзразка перевірялося биття при установці за допомогою стійки зі стрілочним індикатором. Якщо биття перевищувало допустиме значення, рівне 0,01 мм, то зразок забракувався і встановлювався інший.

Також після кожного випробування, перед установкою нових образців перевірялося ще раз биття посадкової частини валів. При кожному вимірі биття було менше 5 мікрметрів. Точніше виміряти биття не дозволяв використовуваний стрілочний індикатор.

Під час роботи установки необхідно було здійснювати змащування зразків. Для даних випробувань був обраний крапельний спосіб змащування, так як при зануренні зразка в масляну ванну немає можливості зміни масла протягом роботи механізму, що могло б вплинути на результати експерименту. В якості масла для змащування було обрано масло марки ТМ5 – 18. Масло вибиралося відповідно до рівня контактних напруг, при якому проводилося експериментальне дослідження.

Подача масла здійснювалася за допомогою крапельниці з можливістю регулювання інтенсивності подачі. У всіх експериментах змащування становило 8 – 10 крапель на хвилину. Відпрацьоване масло стікало в резервуар. Далі воно фільтрувалося від продуктів зносу і використовувалося знову до тих пір, поки воно задовольняло за якістю.

Рисунок 3.6 – Схема установки зразка і контрзразка

У початковий момент часу, як тільки запускалася установка, зразок і контрзразок не вводилися в контакт. До початку випресувань машина прогрівалася до своєї робочої температури. Прогрів машини необхідний для того, щоб нормалізувалися вібрації в використовуваних опорах, вибралися всі теплові зазори в машині і, як наслідок, втрати на терті стабілізувалися і не мали істотного впливу на експеримент. Зазвичай прогрів машини займав близько 20 – 25 хвилин.

Після того як машина виходила в заданий температурний режим, контрзразок плавно підводився до випробуваного зразка і відбувся їхнє дотик. У момент дотику зразка і контрзразка відстежувався момент на валу, на якому встановлений зразок. Момент на валу фіксувався за допомогою датчика моменту який стояв між приводним валом і валом, на якому встановлювався зразок. У момент дотику зразків не повинно було бути сплеску моменту, що гарантувало б відсутність тертя ковзання між зразком і контрзразком.

Якщо в момент дотику зразки обкатувалися без прослизання, то поступово за допомогою навантажувальної пружини задавалося навантаження. У міру завдання навантаження також відстежувався момент на валу, на якому був встановлений випробуваний зразок, щоб відстежити плавність навантаження. Якщо ж на діаграмі моменту в міру навантаження з'являлися стрибки, це могло свідчити про наявність задирок або задирок на обкатуваних поверхнях. У такому випадку випробування припинялися і зразок з контрзразком бракувалися.

Як тільки навантаження було повністю задано, починався відлік часу роботи

установки. Експеримент тривав доти, доки на поверхні зразка не з'являлося кілька невеликих «ям» викрашування, або доки не з'являлася одна велика «ямка», розмірами більше половини ширини майданчика контакту. Початок втомного руйнування контролювався візуально і за характерним шумом в роботі установки. Ширина контактної площадки визначалася для кожного рівня навантаження за наступною залежністю:

$$b = \sqrt{\frac{2F((1-\mu_1^2)/E_1 + (1-\mu_2^2)/E_2)}{\pi l(1/R_1 + 1/R_2)}}, \quad (3.20)$$

де F – сила стиснення;

μ_1, E_1, μ_2, E_2 – коефіцієнт Пуассона і модуль Юнга матеріалів зразка і контрзразка, відповідно,

R_1, R_2 – радіуси кривизни зразка і контрзразка відповідно;

l – довжина лінії контакту.

В рамках дослідних випробувань в жкості бази для випробувань було вирішено вибрати кількість циклів $N = 3 \cdot 10^6$. Така обмежена база випробувань обумовлена тим, що в рамках даної роботи достатньо отримати тільки гілку кривої втоми, напруження на якій будуть вище умовної межі витривалості матеріалу.

Крім цього, згідно з відомими механічними характеристиками матеріалу, дана межа при випробуваннях на вигин досягається вже при значенні циклів $2,3 \cdot 10^6$ і при подальшому зменшенні навантаження не спостерігається поломок аж до 10^8 циклів.

Після кожного випробування індикатором обкатувалися посадочні поверхні заїв, на яких встановлювалися зразки. Також перевірялися всі опори валів на плавність роботи і відсутність хрускоту і закушувань при холостому прокручуванні. Якщо в операх підшипники виходили з ладу, опору розбирали і замінювали підшипник на новий, щоб уникнути зайвих вібрацій.

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТІВ

4.1 Експериментальна установка

Установка (рисунок 4.1) була зібрана на столі гвинтового преса 4. Навантаження створювалося за допомогою гвинтового приводу і контролювалося динамометричною скобою з індикатором 5. Для компенсації перекосів між штоком преса і скобою, а також між скобою і оправкою 1, між ними встановлювалися металеві кульки, через які передавалося навантаження. Для фіксації оправки 1 від провороту навколо своєї осі і зміщення вздовж неї на пресі використовувалося дві плити 6. Зразок 3 кріпиться на каретку приводу 7 за допомогою двох гвинтів. Каретка переміщала вздовж напрямної, встановленої в приводі (рисунок 4.1).

Рисунок 4.1 – Установка для випробувань на втому: 1 – оправка, 2 – ролик, 3 – зразок, 4 – гвинтовий прес, 5 – динамометрична скоба, 6 – плита, 7 – привід

Рельсова напрямча 4 була встановлена на основу 6. До каретки 1 кріпився якорь 3 синхронного лінійного двигуна, який підключався до драйвера, що генерував керуючий сигнал. Сигнал генерувався таким чином, щоб характер переміщення каретки був таким же, як і у витока ПДГ (рисунок 4.2).

Рисунок 4.2. – Привід: 1 – каретка, 2 – статор лінійного двигуна, 3 – якор лінійного двигуна, 4 – рейкова напрямна, 5 – оптична лінійка, 6 – основа

Зразок для випробувань являв собою прямокутний паралелепіпед з виступом такої ж форми – доріжкою кочення, по якій обкатувався ролик (рисунок 4.3). Доріжка кочення по ширині була виготовлена з урахуванням реалізації в матеріалі плоскої деформації. Ширина ролика була більшою, ніж необхідна ширина доріжки кочення, тому похибка в установці зразка не сильно впливала на контактну взаємодію по ширині, тобто з великою ймовірністю контакт був по всій довжині доріжки кочення зразка.

Рисунок 4.3 – Ескіз зразка

Складність складання експериментальної установки полягала в точному виставленні осі, на якій встановлюється підшипник щодо напрямної приводу, оскільки в разі перехосу ролик буде не тільки обкатуватися по поверхні доріжки

кочення зразка, але і ковзати в поперечному напрямку, через що умови контактної взаємодії будуть відрізнятися від тих, які реалізуються в самій ПДГ. Для усунення даних складнощів була придумана технологія вимірювання перекосу осі підшипника і рейкової направляючої (рисунк 4.4).

Рисунок 4.4 – Вимірювання перекосу напрямної та осі підшипника

На каретку рейкової напрямної встановлювалася магнітна стійка з індикатором годинникового типу. На вісь замість підшипника встановлювалася скоба. Вимірювання відбувалося в двох крайніх положеннях каретки. Спочатку вимірювалося положення скоби в крайньому передньому положенні каретки, потім каретка зміщувалася вгору, а скоба поверталася на 180 градусів і проводився черговий вимір її положення. Якщо різниця в значеннях становила менше 0,01 мм, то вважалось, що перекоє практично усунутий і можна проводити експеримент.

Крім перекосу в такому напрямку ще контролювалося прилягання підшипника до доріжки кочення за допомогою світлового зазору. Підшипник торкався доріжки кочення під навантаженням в 5Н і за допомогою джерела світла підсвічувалося місце контакту. Якщо при візуальному огляді по лінії контакту не було просвітів, вважалось, що контакт здійснюється по всій довжині лінії контакту.

Після виставлення вузлів установки один відносно одного починався експеримент. Зразок переміщався з частотою 420 ходів/хв. Величина переміщення

S дорівнювала 20 мм. Діаметр ролика – 35 мм. В якості ролика використовувався кульковий радіальний підшипник.

Зразок був виготовлений з алюмінієвого сплаву марки 2024 – Т3, так само, як і в експериментальному дослідженні, проведеному в другому розділі. Оскільки в якості ролика використовувався підшипник кочення, то матеріалом контрзразка в даному експерименті буде сталь ШХ15. Змащення зразка здійснювалося крапельним шляхом, маслом ТМ5 – 18. Навантаження на зразок прикладалося поступово після запуску установки. Також у міру прикладання зусилля контролювалося биття навантаження. Якщо биття становило більше 2 поділок на індикаторі динамометричної скоби, то вважалося, що зразок встановлений неправильно.

Експеримент тривав доти, доки на доріжці кочення не з'являлася одна велика «ямка» або доки не з'являлося кілька невеликих «ямок» викрашування. Процес руйнування визначався візуально і за характерним шумом під час роботи установки.

4.2 Результати експериментального дослідження

Експеримент було проведено для трьох рівнів навантаження. При кожному рівні навантаження було випробувано по 6 зразків і фіксувався час до початку всього руйнування (таблиця 4.1).

Таблиця 4.1 Результати експериментального дослідження

$F, Н$	j	Час $t, хв$	Число циклів N
900	1	2626	2205420
	2	2655	2230200
	3	2595	2179800
	4	2647	2223480
	5	2652	2227260
	6	2597	2181480
1000	7	2058	1728300

Продовження таблиці 4.1

	8	2028	1703520
	9	2098	1761900
	10	2066	1735440
	11	2106	1769040
	12	2077	1744680
1200	13	1127	946580
	14	1151	966420
	15	1052	883680
	16	1145	961380
	17	1175	987000
	18	1211	1016820

Стримані експериментальні дані були оброблені методами математичної статистики і також для кожного рівня навантаження порахували рівні контактних напружень у матеріалі за формулою Герца (таблиця 4.2).

Таблиця 4.2 Опрацьовані експериментальні дані

Навантаження Р, Н	Контактна напряга σ_H , МПа	Середня кількість циклів до руйнування N	Різниця значень, %
900	440	2205000	± 9
1000	464	1728000	$\pm 6,5$
1200	508	946800	± 7

Зразки доводилися до початку втомного руйнування таким чином, щоб на поверхні обкатування з'являлося хоча б 2 ямки викрашування, для виключення можливих поверхневих дефектів, які могли вплинути на картину втомного руйнування. Також після настання втомного викрашування зразки відмивалися від масла і на лупі Брінгеля обмірювалися отримані ямки (рисунок 4.5).

Рисунок 4.5 – Зруйнований зразок

В результаті проведення експерименту отримана крива контактної витривалості також в напівлогарифмічних координатах являє собою пряму лінію. Відповідно характер залежності числа циклів до початку втомного руйнування від діючих контактних напружень підпорядковується логарифмічному закону.

Для наочного порівняння на графіку, отримані експериментальним шляхом, нанесено графік, розрахований за розробленою умовою контактної витривалості (рисунок 4.6).

Рисунок 4.6 – Порівняння з кривою, отриманою за запропонованою умовою контактної витривалості

Як видно, розрахункова крива контактної витривалості проходить лівіше експериментальних кривих. У такому випадку, при використанні запропонованої умови контактної витривалості оцінка працездатності виробу буде песимістичною з невеликим запасом.

4.3 Оцінка можливості застосування розробленої умови контактної витривалості

Для оцінки можливості застосування розробленого умови контактної витривалості необхідно провести розрахунок очікуваного часу початку втомного руйнування і порівняти отримані дані з даними експериментального дослідження. За кривою контактної витривалості завжди можна визначити очікуваний час початку руйнування поверхні деталей, що працюють в умовах дії циклічних контактних напружень. Для прикладу було визначено очікуваний час до початку руйнування штока, що відповідає розмірам штока ПДГ *type* - 26 виробництва УТО.

Радіус приводного ролика в дії ПДГ $R = 14$ мм, ширина ролика $b = 14$ мм. Матеріал ролика – сталь ШХ15. Матеріал штока – алюмінієвий сплав марки 2024 – Т3. При цих матеріалах наведений модуль пружності склав: $E = 5,93 \cdot 10^4$ МПа. Сила різання була прийнята 1000 Н. Тоді максимальне значення контактних напруг, розраховане за формулою Герца, складатиме $\sigma_H = 440$ МПа.

Цьому значенню σ_H на втомній кривій, отриманій в експерименті, відповідає кількість циклів до руйнування $N = 2205000$ циклів. Якщо перерахувати отриману кількість циклів на години роботи ПДГ, з урахуванням того, що шток ПДГ повинен переміщатися з частотою $n = 90$ ходів/хв, то отримаємо:

$$t = \frac{N}{2 \cdot n \cdot 60} = 204 \text{ год.} \quad (4.3)$$

Це значення відповідає випадку, коли ПДГ працює весь свій термін служби при максимальному навантаженні, але це не завжди так, оскільки в даному розрахунку

не враховується факт непостійності дії максимального навантаження, тобто при використанні ПДГ процес різання буде змінюватися в залежності від режимів, які призначаються індивідуально, тому реальний час роботи пристрою буде дещо більшим. У випадку нашого дослідження обмежимося розрахунком за умови, що обране нами навантаження є постійним і буде діяти весь термін служби виробу.

Знаючи реальний очікуваний час роботи штока ПДГ до початку втомного викрашування, зробимо такий же розрахунок із застосуванням розробленої нами умови контактної витривалості. Нагадаємо дану умову:

$$\sigma_H \leq \frac{\sigma_{-1}(N)}{(1-\mu)}, \quad (4.4)$$

де σ_H – діючі контактні напруги, що визначаються за відомою формулою Герца;
 $\sigma_{-1}(N)$ – значення напруги при симетричному циклі навантаження, при дії яких матеріал зможе пропрацювати N циклів;

μ – коефіцієнт Пуассона матеріалу.

Різниця в циклах з експериментальними даними склала 25%. Наприклад, якщо максимальне значення контактних напруг буде $\sigma_H = 440$ МПа, то $N = 1665000$ циклів, а $t = 154$ год. В результаті проведення експериментальних досліджень контактної витривалості матеріалу були отримані дані щодо втомної контактної міцності алюмінієвого сплаву марки 2024 – T3 і на основі порівняння чисельного розрахунку напруженого стану в момент початку втомного руйнування з отриманими експериментальними даними було розроблено нову умову контактної витривалості, використання якої на реальних об'єктах машинобудування дає помірно консервативну оцінку.

Використання даної умови контактної витривалості допустимо у випадках проектних розрахунків деталей машин на початкових стадіях проектування виробів, коли необхідно без великої кількості даних приблизно уявити габарити конструкції. Дана умова дозволяє швидко проводити дані розрахунки, що спрощує процес проектування і тим самим прискорює виробництво нових виробів, що вкрай важливо в умовах імпортозаміщення і відновлення цілих галузей промисловості.

РОЗДІЛ 5 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ ДОЗРОБОК

5.1 Екологічна експертиза

Удосконалення методів проектування контактних-навантажених деталей машин сільськогосподарського призначення, хоча і є переважно інженерно-технічним завданням, має безпосередній експліцитний вимір і вимагає проведення відповідної екологічної експертизи. Основна мета такої експертизи полягає у забезпеченні того, щоб підвищення довговічності та надійності деталей не досягалося за рахунок збільшення техногенного навантаження на довкілля протягом всього життєвого циклу виробу, починаючи від вибору матеріалів та технологій виготовлення і закінчуючи утилізацією. Збільшення терміну служби деталей, таких як елементи трансмісії, підшипники або робочі органи ґрунтообробної техніки, є фундаментальною передумовою для зменшення екологічного сліду сільськогосподарського виробництва.

Ключовим об'єктом екологічної експертизи є аналіз матеріаломісткості та енергоємності процесів. Успішне удосконалення проектних методів, яке призводить до зменшення частоти заміни деталей, прямо сприяє скороченню споживання природних ресурсів (залізної руди, легуючих елементів, енергії) на виготовлення меншої кількості запасних частин.

Експертиза має кількісно оцінити, наскільки зменшення витрат металу на одиницю роботи (наприклад, на гектар обробленої площі) компенсує можливе збільшення екологічного навантаження, спричинене застосуванням складніших технологій зміцнення або дорожчих легованих сталей. Якщо нові методи проектування вимагають переходу на високотемпературну хіміко-термічну обробку або енергоємні методи нанесення покриттів, необхідно провести енергетичний баланс та порівняти сумарні викиди парникових газів та інших забруднюючих речовин, асоційовані з виробництвом, зі скороченням викидів, отриманим за рахунок подовження міжремонтного періоду машини.

Важливим аспектом експертизи є оцінка екологічної безпеки технологічних процесів, які забезпечують підвищення контактної витривалості та зносостійкості.

Екологічна експертиза повинна надавати перевагу проєктним рішенням, які інтегрують екологічно чисті технології – наприклад, заміна хромування, що генерує шестивалентний хром, на менш токсичні лазерні технології або плазмове азотування. Крім того, необхідно оцінити склад відходів (відпрацьовані олії, шлам, відпрацьовані деталі) з метою забезпечення їхньої безпечної утилізації та можливості рециклінгу.

Екологічна експертиза удосконалених методів проєктування повинна відповідати чинному законодавству України. Хоча проєктування окремої деталі, як правило, не підпадає під пряму процедуру оцінки впливу на довкілля (ОВД), її результати мають бути інтегровані в загальну екологічну політику підприємства-виробника та враховані при плануванні масштабних технологічних змін або запуску нових виробничих ліній, які підлягають ОВД. Основоположним законодавчим актом, що регулює відносини у сфері екологічної безпеки та оцінки потенційних ризиків, є Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища» [31]. Цей Закон встановлює вимоги до виявлення, аналізу та врахування екологічних наслідків планової діяльності, що дозволяє забезпечити збалансоване використання природних ресурсів та запобігання екологічній шкоді.

Отже, експертна оцінка повинна гарантувати, що впровадження нових, більш досконалих проєктних рішень не призведе до порушення екологічних стандартів щодо викидів, скидів або розміщення відходів на виробничих потужностях, а навпаки, сприятиме зниженню негативного впливу сільськогосподарського машинобудування на навколишнє середовище.

На основі проведеної екологічної експертизи формуються конкретні рекомендації для проєктувальників, які стосуються вибору екологічно пріоритетних матеріалів та технологій обробки. Кінцевий висновок має підтвердити, що удосконалення методів проєктування контактано-навантажених деталей забезпечує не лише технічну ефективність (підвищення ресурсу, зниження відмов), але й екологічну прийнятність. Ця інтеграція екологічних критеріїв у інженерний процес є проявом концепції «зеленого проєктування», яка спрямована на мінімізацію або повне усунення небезпечних речовин та відходів на всіх етапах життєвого циклу продукції.

5.2 Охорона праці

Проблема підвищення надійності та довговічності контактних навантажених деталей машин сільськогосподарського призначення (МСГП) є однією з ключових у сучасному агроінженерному комплексі, оскільки саме ці елементи – робочі органи ґрунтообробної техніки, зубчасті колеса трансмісій, підшипники, шарніри та елементи зчипних пристроїв зазнають критичних впливів, що часто призводять до передчасного виходу з ладу техніки. Експлуатаційні умови МСГП характеризуються високою абразивністю робочого середовища (ґрунт, пил), значними динамічними та ударними навантаженнями, широким діапазоном температур та впливом агресивних хімічних сполук (добрива, пестициди).

Традиційні методи проектування, засновані на класичних теоріях міцності, часто виявляються недостатньо точними для прогнозування ресурсу цих деталей, особливо в умовах стохастичного характеру навантаження, що є типовим для агротехніки. Виникає загальна потреба в удосконаленні методів проектування шляхом інтеграції передових аналітичних, чисельних та експериментальних підходів, що дозволить мінімізувати матеріаломісткість конструкцій, оптимізувати технологічні процеси виготовлення та, що критично важливо, підвищити надійність та безпеку експлуатації машин.

Удосконалення методів проектування починається з більш точного моделювання експлуатаційного навантаження. Характер навантаження МСГП є складним: він включає квазістатичне навантаження, викликане опором ґрунту або масою вантажу, та високочастотні динамічні компоненти, спричинені нерівностями поверхні поля, ударами та вібраціями. Замість використання усереднених розрахункових схем, сучасні підходи вимагають застосування методів спектрального аналізу та ймовірнісних моделей навантаження. Здійснюють польові випробування з використанням тензOMETРИЧНИХ систем та акселерометрів для збору реальних часових рядів напружено-деформованого стану.

Отримані дані обробляють із застосуванням статистичних методів (наприклад, методів регресійного аналізу або марковських процесів), що дозволяє будувати гістограми розподілу амплітуд напружень та створювати реалістичні блокові

програми випробувань на втому. Це забезпечує перехід від «запасу міцності» до «заданого ресурсу».

Ключовим напрямом удосконалення є застосування чисельних методів, зокрема методу скінченних елементів (МСЕ), що дозволяє не лише точно розрахувати розподіл напружень і деформацій у складній геометрії деталі, але й моделювати нелінійні процеси, характерні для контактних навантажених елементів, такі як пружно-пластична деформація у зоні контакту, вплив залишкових напружень після зміцнювальної обробки (наприклад, цементації, азотування, дробоструминного наклепу) та ініціювання і поширення втомних тріщин.

Для підвищення ресурсу деталей також інтегрують матеріалознавчі аспекти. Проектування вимагає не лише вибору основного матеріалу, але й оптимізації технології поверхневого зміцнення. Удосконалення методів розрахунку включає моделювання градієнтних властивостей матеріалу, коли механічні характеристики (межа пластичності, твердість) змінюються з глибиною від поверхні. Це дозволяє більш точно оцінювати стійкість до контактної втоми та абразивного зношування.

Ергономіка та безпека праці є невід'ємною частиною процесу проектування. Згідно із Законом України «Про охорону праці» (321), виробник зобов'язаний забезпечити безпеку конструкції протягом усього її життєвого циклу. Проектувальники повинні використовувати принципи Failsafe Design та Design for Safety, тобто конструктивні рішення, які мінімізують наслідки можливого руйнування.

Крім того, проектування технічного обслуговування та ремонту передбачає легкий доступ до контактних навантажених деталей для їхньої діагностики та заміни, що знижує травматизм під час ремонтних робіт. Важливим кроком є інтеграція аспектів екологічної безпеки та охорони праці у процесі виготовлення та обслуговування. Технологічні процеси, які передбачають використання небезпечних речовин (наприклад, хіміко-термічна обробка, нанесення покриттів), повинні відповідати вимогам безпеки.

Загальні вимоги стосовно забезпечення роботодавцями охорони праці працівників, при проектуванні обладнання та процесів враховують необхідність мінімізації впливу шкідливих виробничих факторів на працівників. Удосконалення

методів проектування також включає вибір таких матеріалів та покриттів, які забезпечують тривалий термін служби, знижують частоту ремонтів та ризик травматизму при їх проведенні.

Отже, удосконалення методів проектування контактних навантажених деталей є комплексним процесом, що вимагає переходу від спрощених емпіричних розрахунків до інтегрованого підходу, який охоплює точне моделювання навантаження із застосуванням імовірнісних методів, чисельний аналіз напружено-деформованого стану з урахуванням нелінійних та контактних явищ, оптимізацію матеріалознавчих та технологічних рішень (поверхневе зміцнення) та обов'язкове врахування нормативів безпеки та екологічних вимог. Таким підхід забезпечує створення високоресурсних та надійних машин, що є критично важливим для забезпечення ефективності сучасного сільськогосподарського виробництва.

5.2 Економічне обґрунтування розробки

Економічне обґрунтування розробки та впровадження удосконалених методів проектування контактних навантажених деталей сільськогосподарського призначення є ключовим етапом, що доводить фінансову доцільність інноваційних рішень.

Мета цього розділу – кількісно оцінити економічний ефект [33], отриманий внаслідок підвищення ресурсу, надійності та ефективності цих критично важливих елементів машин. Обґрунтування базується на порівнянні сукупних витрат життєвого циклу існуючих та нових (удосконалених) конструктивних рішень.

Економічний ефект від впровадження удосконалених деталей формується за кількома основними напрямками, які необхідно враховувати у розрахунках:

зниження експлуатаційних витрат.

1) зменшення витрат на запасні частини; прямий наслідок підвищення довговічності та зносостійкості деталей; зменшується потреба у придбанні та заміні запчастин протягом терміну експлуатації машини.

2) скорочення витрат на технічне обслуговування та ремонт: Збільшення міжремонтних інтервалів та зниження частоти аварійних відмов, пов'язаних із втомою чи зносом контактних-навантажених вузлів.

3) Зниження витрат на паливно-мастильні матеріали: Удосконалення геометрії та якості поверхні, наприклад, зубчастих коліс, може призвести до зменшення витрат енергії на тертя, що прямо позначається на паливній ефективності агрегату.

Зниження непрямих витрат (витрати від простоїв).

1) Мінімізація простоїв техніки: найбільш значущий економічний чинник у сільському господарстві. Відмова ключової деталі в піковий сезон (сівба, збирання) призводить до величезних недобірних витрат врожаю. Підвищення надійності деталей гарантує своєчасне виконання агротехнічних операцій.

2) Оптимізація використання робочого часу: скорочення часу, який персонал витрачає на ремонт, дозволяє спрямувати його на основні виробничі завдання.

Підвищення продуктивності: у деяких випадках удосконалення деталей (наприклад, підвищення міцності робочих органів) дозволяє збільшити робочі швидкості або глибину обробки, що веде до зростання годинної продуктивності машини

Методика розрахунку економічного ефекту для обґрунтування застосовується формула розрахунку річного економічного ефекту, який є різницею між зниженням експлуатаційних витрат та капітальними витратами, необхідними для впровадження інновації:

$$E_p = (C_1 - C_2)A_y - K_d E . \quad (5.1)$$

Оцінка зниження експлуатаційних витрат C_1-C_2 вимагає детального аналізу структури витрат.

Наприклад, якщо ресурс деталі збільшено в n разів (наприклад, з 500 до 1500 мотогодин, $n=3$), то витрати на її придбання та заміну зменшуються майже в n разів, навіть якщо ціна нової деталі дещо зросла через використання дорожчих матеріалів чи технологій зміцнення.

Економічна оцінка екологічних переваг. Хоча економічний ефект традиційно фокусується на прямих витратах, екологічні переваги також мають бути включені в обґрунтування через концепцію економічної оцінки екологічних збитків. Зменшення матеріаломісткості виробництва та підвищення довговічності деталей сприяє зниженню екологічного навантаження. Зниження обсягів промислових відходів (відпрацьованого металу та шламу). Ці ефекти можуть бути кількісно оцінені через уникнення потенційних штрафів за забруднення або через використання коефіцієнтів екологічної шкоди, що дає змогу монетизувати екологічні переваги.

В Україні обов'язковість врахування екологічних аспектів діяльності, що опосередковано впливає на економічні оцінки, підтверджується Законом України «Про оцінку впливу на довкілля», який вимагає всебічного аналізу впливів та передбачення заходів для їх мінімізації, що зменшує ризики фінансових втрат, пов'язаних із екологічними порушеннями.

На основі розрахунків та якісної оцінки переваг, формується висновок про термін окупності додаткових капітальних вкладень. Якщо розрахунковий термін окупності є прийнятним (зазвичай, 3-5 років) та загальний річний економічний ефект додатний, розробка та впровадження удосконалених методів проектування вважається економічно обґрунтованою та доцільною. Удосконалення, що забезпечує вищий ресурс при прийнятному збільшенні вартості виробництва, є вигідним як для виробника (за рахунок створення конкурентного продукту), так і для кінцевого споживача (за рахунок зниження операційних витрат).

ВИСНОВКИ

1. Аналіз механізмів утворення дефектів поверхні деталі при циклічній контактній взаємодії показав, що в зоні контакту при наявності підповерхневих дефектів можливий знакозмінний характер зміни напружень, а значить контактна витривалість пов'язана з втомною міцністю;

2. Шляхом випробування серії зразків за стандартною схемою побудовано криву контактної витривалості алюмінієвого сплаву 2024-T3 з довірчим інтервалом (0,88...1,12), що дозволяє використовувати її в практиці проектних розрахунків;

3. Чисельний аналіз напруженого стану зразків у зоні контакту при навантаженнях, що відповідають заданій кількості циклів до початку втомного викрашування, дозволив встановити зв'язок максимальних значень еквівалентних напружень з межами втомної міцності та встановити можливість консервативної оцінки контактної витривалості (приблизно з 30% запасом) за умовою $\sigma_e \leq \sigma_{-1}$

4. Чисельне МКЕ моделювання напруженого стану контактено-навантажених циліндричних зразків дозволило з деяким наближенням описати зв'язок герцевського і головних напруг двома рівностями: $\sigma_3 = \sigma_H$ і $\sigma_2 = \sigma_3$

5. Виявлені співвідношення головних і герцівських напруг, а також запропонована консервативна умова контактної витривалості дозволили сформулювати ту ж умову в максимально зручному для інженерних розрахунків вигляді: $\sigma_H \leq \sigma_{-1} / (1 - 2\mu)$, де σ_H визначається за формулою Герца, а σ_{-1} за довідником;

6. Верифікація запропонованої умови контактної витривалості проводилася шляхом порівняння розрахункових значень кількості циклів до початку викрашування з результатами модельного експерименту, що імітує умови роботи штока приводної довбальної головки, що підтвердило можливість консервативної оцінки за запропонованим критерієм;

7. Створена оригінальна установка для імітації роботи контактеного навантаження штока довбальної головки може бути використана для оцінки контактної витривалості матеріалу з використанням плоских зразків, що в деяких випадках є принципово необхідним.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Olver A. V. The mechanism of rolling contact fatigue: an update. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*. 2005. Vol. 219, No. 5. pp. 313-330. DOI: <https://doi.org/10.1243/135065005X9808>
2. Yin H., Wu Y., Liu D., Zhang P., Zhang G., Fu H. Rolling contact fatigue-related microstructural alterations in bearing steels: A brief review. *Metals*. 2022. Vol. 12, No. 6. Article 910. DOI: <https://doi.org/10.3390/met12060910>
3. Machado M., Moreira P., Flores P., Lankarani H. M. Compliant contact force models in multibody dynamics: Evolution of the Hertz contact theory. *Mechanism and Machine Theory*. 2012. Vol. 53. pp. 99-121. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2012.02.010>
4. Ciavarella M., Joe J., Papangelo A., Barber J. R. The role of adhesion in contact mechanics. *Journal of the Royal Society Interface*. 2019. Vol. 16, No. 151. Article 20180738. DOI: <https://doi.org/10.1098/rsif.2018.0738>
5. Violano G., Afferrante L. On the DMT1 adhesion theory: from the first studies to the modern applications in rough contacts. *Procedia Structural Integrity*. 2018. Vol. 12. pp. 58-70. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2018.11.106>
6. Santus C., Beghini M., Bartilotta I., Facchini M. Surface and subsurface rolling contact fatigue characteristic depths and proposal of stress indexes. *International Journal of Fatigue*. 2012. Vol. 45. pp. 71-81. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2012.06.012>
7. Eden H. C., Garnham J. E., Davis C. L. Influential microstructural changes on rolling contact fatigue crack initiation in pearlitic rail steels. *Materials Science and Technology*. 2005. Vol. 21, No. 6. pp. 623-629. DOI: <https://doi.org/10.1179/174328405X43207>
8. Zeng D., Lu L., Gong Y., Zhang J., Gong J. Investigation of the crack initiation of subsurface rolling contact fatigue in railway wheels. *International Journal of Fatigue*. 2020. Vol. 130. Article 105273. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2019.105273>
9. Філін Г. С., Шевченко Р. Ю. Спеціальні геодезичні мережі в екологічному моніторингу // Екологічні науки. 2021. Т. 2, № 35(3). С. 257-261. DOI: <https://doi.org/10.32846/2306-9716/2021.eco.2-35.3>
10. Yu H. S., Wang J. M. A unified modified Mohr–Coulomb model for granular

materials // *International Journal of Solids and Structures*. 2017. Vol. 113-114. pp. 166–177. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2017.02.012>

11. Tallian T. E., Chiu Y. P., Van Amerongen E. Prediction of Spalling in Rolling Contact Fatigue // *Journal of Lubrication Technology*. 1978. Vol. 100, no. 1. pp. 136-146. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3453765>

12. Sayles R. S., Macpherson P. B. The influence of lubricant films on the fatigue life of rolling contact bearings // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Mechanical Engineering Science*. 1976. Vol. 190, no. 1. P. 509-518. DOI: https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1976_190_054_02

13. Grosu R., Gårdsholm L. Numerical analysis of rolling contact fatigue crack propagation in a rolling-sliding contact under fluid pressure // *Wear*. 2018. Vol. 408-409. pp. 138–147. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2018.04.015>

14. Осипенко А. А., Кучер В. В. Дослідження впливу умов мащення на втомну довговічність деталей машин // *Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів*. 2020. № 1(40). С. 36-41. DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2020.1.6>

15. Houser D. R., Kim C. J. A detailed analysis of factors influencing gear pitting fatigue according to ISO 6336 // *International Gear Conference: 2014*. 2014. pp. 129-137. DOI: <https://doi.org/10.1533/9781782421933.129>

16. Harris T. A. Improved formulas for the dynamic load capacity of rolling bearings // *ASME Journal of Tribology*. 2011. Vol. 133, no. 1. pp. 011001. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4002626>

17. Zaretsky E. V., Jahaveri M., Zaretsky E. V. Effect of material cleanliness on rolling bearing fatigue life // *Bearing Steels: The Rating Life*. 2017. pp. 119-134. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-49774-6_5

18. Sakai T., Takeda M., Shiozawa K. VHCF behavior of high-strength steels and their damage mechanism // *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 2002. Vol. 25, no. 8. P. 765–775. DOI: <https://doi.org/10.1046/j.1460-2695.2002.00583.x>

19. Kucharski S., Starzynski G. Contact of rough surfaces under normal and tangential loading // *Wear*. 2019. Vol. 440–441. Pp. 203075. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2019.203075>

20. Papadopoulos I.V. Multiaxial Fatigue Limit Criterion of Metals. In: Van, K.D., Papadopoulos, I.V. (eds) *High-Cycle Metal Fatigue. International Centre for Mechanical Sciences*. Springer, Vienna. 1999. Vol. 392. https://doi.org/10.1007/978-3-7091-2474-1_3
21. Li J, Wang X, Li K, Qiu Y. A modification of Mataké criterion for considering the effect of mean shear stress under high cycle fatigue loading. *Fatigue Fract Eng Mater Struct*. 2021. Vol. 44. Pp. 1760–1782. <https://doi.org/10.1111/ffe.13458>
22. Altenbach, H., Bruhns, C. F. *Encyclopedia of Continuum Mechanics*. Springer, Berlin, Heidelberg. 2025. https://doi.org/10.1007/978-3-662-53605-6_346-2
23. Lebedev A.A. Development of the theories of strength in the mechanics of materials. *Strength Mater*. 2010. Vol. 42. Pp. 578–592. <https://doi.org/10.1007/s11223-010-9246-9>
24. Kolupaev V.A., Altenbach H. Visualization of the Unified Strength Theory. *Arch Appl Mech*. 2013. Vol. 83. Pp. 1061–1085. <https://doi.org/10.1007/s00419-013-0735-8>
25. Kucher V.M. Description of Equivalent States of Solids Under Complex Stress-Strain Conditions Based on Nominal Strain Analysis. *Strength Mater*. 2022. Vol. 54. Pp. 641–649. <https://doi.org/10.1007/s11223-022-00442-y>
26. Zhang C. C. An improved multiaxial high-cycle fatigue criterion based on critical plane approach. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 2011. Vol. 34. No. 5. P. 337–344. DOI: <https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.2010.01523.x>
27. Wang K., Wang X., Hong J., Cui Y., Yan Y., Xiao Y. Rolling contact fatigue crack propagation on contact surface and subsurface in mixed mode I+II+III fracture. *Wear*. 2022. Vol. 506–507. Pp. 204459. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2022.204459>
28. Palanisamy S., Mertens A. J. 2D FEA study of Hertzian contact stress between two cylindrical bodies. *Materials Today: Proceedings*. 2021. Vol. 46. Pp. 9193–9200. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2020.10.721>
29. Thanikasalam K. Design and Kinematic Analysis of a Two-Sided Asymmetric Scotch Yoke Mechanism with Variable Stroke Lengths. *Premier Journal of Engineering*. 2024. Vol. 1. № 5. Pp. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.70389/PJE.100005>
30. Barber J. R. *Contact Mechanics. Solid Mechanics and Its Applications*. Vol. 250. Cham : Springer, 2018. 585 p. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-319-70939-0>

31. Про охорону навколишнього природного середовища : Закон України від 26.06.91 р. № 1268-XII. Дата оновлення: 08.08.2025. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1264-12#Text> (дата звернення: 22.09.2025).

32. Про охорону праці : Закон України від 14.10.92 р. № 2695-XII. Дата оновлення: 12.09.2025. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12#Text> (дата звернення: 24.09.2025).

33. Тіхонов О. В., Рибалко І. М., Колпаченко Н. М. Техніко-економічна оцінка конструкторської розробки пристосування : методичні вказівки до виконання практичної роботи студентам, які навчаються за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування. Харків. нац. техн ун-т ім. П. Василенка, 2021. 22 с.