

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет інженерії та енергетики  
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота  
на правах рукопису

**Литвинчук Дмитро Андрійович**

**УДК 631.363.21**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

**ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ**  
**ЗЕРНОВОЇ ДРОБАРКИ**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело  
\_\_\_\_\_ Литвинчук Д.А.

**Керівник роботи**

Куликівський В.Л.

кандидат технічних наук, доцент

**Житомир – 2024**

## АНОТАЦІЯ

**Литвинчук Дмитро Андрійович. Підвищення надійності та ефективності роботи зернової дробарки.** – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2024.

В магістерській роботі розроблено установку для дослідження напруженого стану в плоскій прозорій моделі перерізу лопаті колеса барабана на основі лазерного полярископа ЛП-1 і методику визначення максимальних дотичних напружень на поверхні моделі лопаті з оптично малочутливого матеріалу – органічного скла. З аналізу механічних властивостей органічного скла можна стверджувати, що граничні стискальні напруження в моделях не повинні перевищувати значення 9,45 МПа (граничні максимальні дотичні напруження 4,72 МПа), інакше може відбуватися розбіжність теоретичних і експериментальних результатів унаслідок появи пластичних зон.

Порівняльний аналіз теоретичної епюри контактних максимальних дотичних напружень з експериментальними даними, отриманими на установці з лазерним полярископом ЛП-1 показав, що теоретична крива перебуває в межах довірчого інтервалу  $\pm 5\%$  експериментальної епюри.

Виробничі випробування модернізованої дробарки показали, що довговічність лопатевого колеса збільшується у 2,8...8,3 рази. Таким чином, шляхом зміни конструкції колеса барабана – оптимізацією положення лопатей можна домогтися збільшення безвідмовності барабана більш ніж у 3 рази, що неминуче підвищує надійність дробарки в цілому.

*Ключові слова: подрібнення, дробарка, зерно, надійність, ефективність роботи.*

## ANNOTATION

**Dmytro Andriyovych Lytvynchuk. Improving the reliability and efficiency of the grain crusher.** – *Qualification work on the rights of the manuscript.*

Qualifying work for a master's degree in specialty 208 Agricultural Engineering.  
– Polissia National University, Zhytomyr, 2024.

In the master's thesis, an installation for studying the stress state in a flat transparent model of a drum wheel blade cross-section based on the LP-1 laser polariscope and a method for determining the maximum tangential stresses on the surface of a model blade made of an optically insensitive material, organic glass, were developed. Based on the analysis of the mechanical properties of organic glass, it can be argued that the maximum compressive stresses in the models should not exceed 9.45 MPa (maximum tangential stresses are 4.72 MPa), otherwise, theoretical and experimental results may not match due to the appearance of plastic zones.

Comparative analysis of the theoretical curve of contact maximum tangential stresses with experimental data obtained at the installation with the LP-1 laser polarizer showed that the theoretical curve is within the confidence interval of  $\pm 5\%$  of the experimental curve.

Production tests of the modernized crusher have shown that the durability of the blade wheel increases by 2.8...8.3 times. Thus, by changing the design of the drum wheel - by optimizing the position of the blades - it is possible to increase the reliability of the drum by more than 3 times, which inevitably increases the reliability of the crusher as a whole.

*Keywords: grinding, crusher, grain, reliability, efficiency.*

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	8
1.1. Аналіз існуючих принципів та обладнання для приготування кормів у молочному тваринництві.....	8
1.2. Основні причини відмов і підвищення надійності молоткових дробарок.....	12
РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	16
2.1 Розроблення полярископа з високою роздільною здатністю та методики розрахунку напружень в оптично прозорих моделях елементів деталей.....	16
2.2. Визначення механічних та оптичних характеристик ОС (плексигласу).....	21
2.3 Принципи теорії подібності під час моделювання роботи дробарки серії ДКР.....	24
2.4 Моделювання процесу абразивного зношування робочої поверхні лопаті....	29
РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	32
3.1 Дослідження напруженого стану в приконтатній зоні оптично прозорої моделі лопаті на полярископі.....	32
3.2 Результати дослідження зношування робочої поверхні лопаті до та після модернізації на геометрично подібній моделі дробарки серії ДКР.....	36
3.4 Результати виробничих випробувань модернізованого лопатевого колеса.....	43
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	48
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	50

## ВСТУП

**Актуальність теми дослідження.** Ефективність сучасного агропромислового комплексу значною мірою залежить від раціонального використання технічних засобів, які забезпечують переробку зерна для отримання високоякісних кормів. Зернова дробарка є одним із ключових елементів технологічних ліній у сільськогосподарському виробництві. Її надійна робота визначає якість подрібнення зернових культур, продуктивність процесу та мінімізацію втрат під час переробки.

Актуальність теми дослідження обумовлена кількома ключовими факторами:

1. *Зростання попиту на якісні корми.* Сучасні технології тваринництва висувають жорсткі вимоги до якості кормів. Від ефективності роботи зернових дробарок залежить ступінь подрібнення зерна, однорідність часток та їхня засвоюваність тваринами.

2. *Необхідність підвищення надійності обладнання.* Умови експлуатації зернових дробарок, такі як постійні ударні та абразивні навантаження, часто призводять до швидкого зношування деталей. Це знижує тривалість їхньої роботи, підвищує витрати на ремонт і обслуговування та викликає незаплановані простої.

3. *Енергозбереження та економічність.* Високі енергозатрати на подрібнення зерна є суттєвим фактором впливу на собівартість продукції. Розробка технологічних і конструктивних рішень для зменшення енергоспоживання дробарок сприятиме економії ресурсів та підвищенню загальної ефективності виробництва.

4. *Використання інноваційних технологій.* Удосконалення технологічних процесів і конструкцій дробарок із застосуванням сучасних матеріалів,

зносостійких покриттів та автоматизації дозволяє значно підвищити їхню продуктивність і довговічність.

*5. Екологічний аспект.* Зменшення енергоспоживання і кількості відходів при подрібненні зерна є важливим завданням у контексті збереження природних ресурсів і зменшення негативного впливу на довкілля.

Урахування зазначених факторів свідчить про важливість розробки нових методів і технічних рішень для підвищення надійності та ефективності роботи зернових дробарок. Магістерська робота спрямована на вирішення цих проблем, що має практичне значення для вдосконалення сільськогосподарського виробництва та підвищення конкурентоспроможності агропромислового комплексу.

**Об'єкт досліджень** – абразивне зношування лопатевого колеса молоткової дробарки.

**Предмет досліджень** – теоретичні та експериментальні методи моделювання зношування та оптимізації конструкції лопатевого колеса дробарки зерна.

**Мета досліджень** – підвищення надійності дробарки зерна шляхом оптимізації положення лопатей колеса барабана методами моделювання процесу зношування.

У зв'язку з поставленою метою визначено завдання досліджень:

- виявити причини відмов і провести аналіз способів підвищення надійності молоткових дробарок зерна;
- обґрунтувати критерій та умову оптимальності конструкції лопатевого колеса для підвищення довговічності барабана дробарки серії ДКР;
- експериментально дослідити напружений стан у поперечних перерізах прозорих моделей лопатей у контактних зонах за допомогою лазерного полярископа.

**Методи наукового дослідження.** Як об'єкт дослідження обрано оптимізацію конструкції лопатевого колеса з метою підвищення показників надійності дробарки серії ДКР.

При виконанні експериментальних досліджень застосовували загальні методи фізичного моделювання та тривимірного друку, основ поляризаційно-оптичного методу, сучасні прилади та обчислювальну техніку з пакетом програм з математики та статичного опрацювання даних, методи планування стендових та експлуатаційних випробувань.

Перелік публікацій за темою роботи:

1. Куликівський В.Л., **Литвинчук Д.А.** Основні причини відмов і підвищення надійності молоткових дробарок. Сучасні вектори розвитку аграрної науки: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції (ХДАЕУ, 17-18 вересня 2024 року). Херсон: ХДАЕУ, 2024. С. 355-358.

2. Савченко В.М., Кравченко Д.С., **Литвинчук Д.А.** Класифікація обладнання для підготовки зерна до згодовування тваринам. Збірник тез доповідей XXV Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (17–19 жовтня 2024 року). МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2024. С. 419-422.

3. Савченко В.М., Кравченко Д.С., **Литвинчук Д.А.** Класифікація обладнання для підготовки зерна до згодовування тваринам. XIII Міжнародна науково-технічна конференція «Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві». (01-18 жовтня 2024 р.). <http://animal-conf.inf.ua/conf.html> (дата звернення 01.12.2024).

**Практичне значення одержаних результатів.** Практичний інтерес для аграрного виробництва представляє модернізація зернової дробарки, що дозволить підвищити її надійність та ефективність роботи.

**Структура та обсяг роботи.** Кваліфікаційна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 19 найменувань.

Загальний обсяг роботи становить 52 сторінки комп'ютерного тексту, містить 35 рисунків та 2 таблиці.

## РОЗДІЛ 1

### СТАН ПРОБЛЕМИ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

#### **1.1. Аналіз існуючих принципів та обладнання для приготування кормів у молочному тваринництві**

Умовою інтенсивного розвитку молочного напрямку у тваринництві можна впевнено назвати наявність якісних кормів, бажано власного виробництва. Процес кормозаготівлі вимагає великих запасів потужностей сільськогосподарської техніки та додаткового обладнання для первинної переробки рослинної продукції (зерносушильні комплекси, дробарки, подрібнювачі тощо). Проте виробництво концентрованих кормів із власних продуктів рослинництва залишається пріоритетним через економію господарств на транспортних витратах. Розрахунки показують, що для щоденної годівлі дійного стада в 121 тис. голів, з урахуванням зоотехнічних вимог, у середньому потрібно від 150 до 200 тонн концентрованих кормів у вигляді комбінованих добавок або посипання. Сучасні умови утримання тварин у сільськогосподарських підприємствах передбачають їх годування так званим монокормом. Монокорм – збалансована суміш грубих соковитих і концентрованих складових, що піддаються змішуванню і пропорційному дозуванню компонентів залежно від раціону і рецептури [1, 3, 4, 5].

Дійне стадо намагаються годувати цілий рік відносно однаковим за структурою кормом, щоб уникнути сезонних спадів продуктивності тварин. Вирощування зернових культур дає змогу за належної оснащеності сільськогосподарських підприємств виробляти власні концентрати, а в деяких випадках формувати повноцінні кормоцехи з виробництва комбікормів.



Найенерговитратнішим процесом під час первинної переробки зерна для кормів є подрібнення. Механізація приготування концентрованих кормів зі злакових культур заснована на дробарках. За останні роки, за даними перепису, було випущено близько 189 тис. дробарок. Залежно від продуктивності та необхідних зоотехнічних характеристик, що відносяться до модуля помелу, дробарки зерна мають різні конструкційні рішення [1, 3].

З переходом до інтенсивного характеру ведення господарської діяльності та зі зміною підходів до годівлі високопродуктивних сільськогосподарських тварин габаритні високопродуктивні та складні конструкції дробарок зерна неухильно витісняються відносно компактними та простими в експлуатації молотковими дробарками всмоктувально-нагнітального типу [1, 2].

Наприклад, дробарки ДКУ-2 замінюють на ДКР-4 з порівнянною продуктивністю (2...3 т/год) (рис. 1).

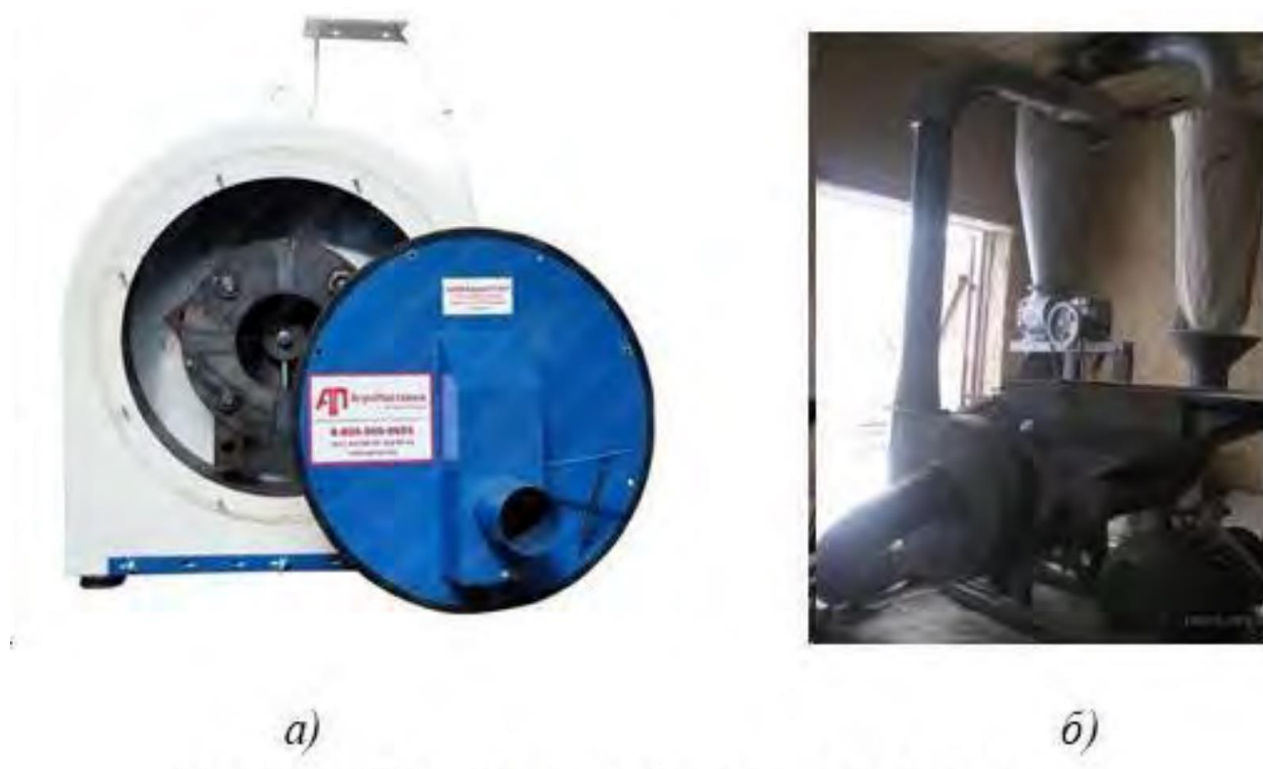


Рис. 1.1. Зовнішній вигляд дробарок зерна продуктивністю 2...3 т/год: а) ДКР-4; б) ДКУ-2.

Аграрії України дедалі більше віддають перевагу всмоктувально-нагнітальним молотковим дробаркам зерна роторного типу – серія ДКР. Ці

машини мають просту конструкцію, а гнучкий рукав забезпечує відносно зручний процес забору подрібнюваної сировини (рис. 2) [5, 7, 9].



Рис. 1.2. Загальний вигляд молоткової дробарки всмоктувально-нагнітального типу серії ДКР.

Додатковою причиною широкого поширення дробарок подібного типу є їхнє застосування у складі мобільних комбікормових установок. З розвитком інституту підтримки малих форм господарювання у вигляді селянських фермерських господарств (СФГ) і сімейних ферм сільське населення країни активно почало займатися сільським господарством. Для інтенсивного та економічно обґрунтованого розвитку подібних суб'єктів необхідно мати можливість регулювати надходження концентрованих кормів як за кількістю, так і за якістю. Мобільні комбікормові установки з енергоефективними та компактними додатковими механізмами є кращими для використання на таких підприємствах [1, 3, 9].

Подрібнення зерна в дробарках цього типу реалізовано за допомогою ударного руйнування за допомогою шарнірно підвішених робочих органів – молотків. Принципова конструкційна схема молоткової дробарки зображена на рис. 1.3 [4, 5, 10].

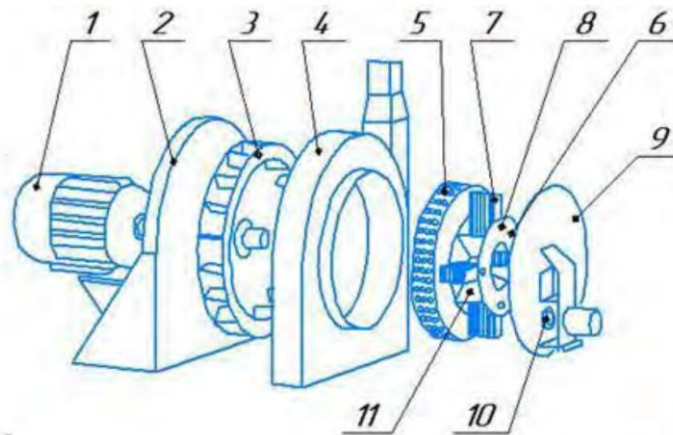


Рис. 1.3. Принципова схема конструкції молоткової дробарки: 1 – електродвигун; 2 – кришка зі станиною електродвигуна; 3 – диск вентилятора (викидна доріжка не показана); 4 – корпус дробарки; 5 – решето; 6 – ротор; 7 – молотки; 8 – вісь молотків; 9 – кришка передня із сепаратором; 10 – магніт [4, 5].

Принцип роботи всмоктувально-нагнітальної дробарки такий (рис. 4).

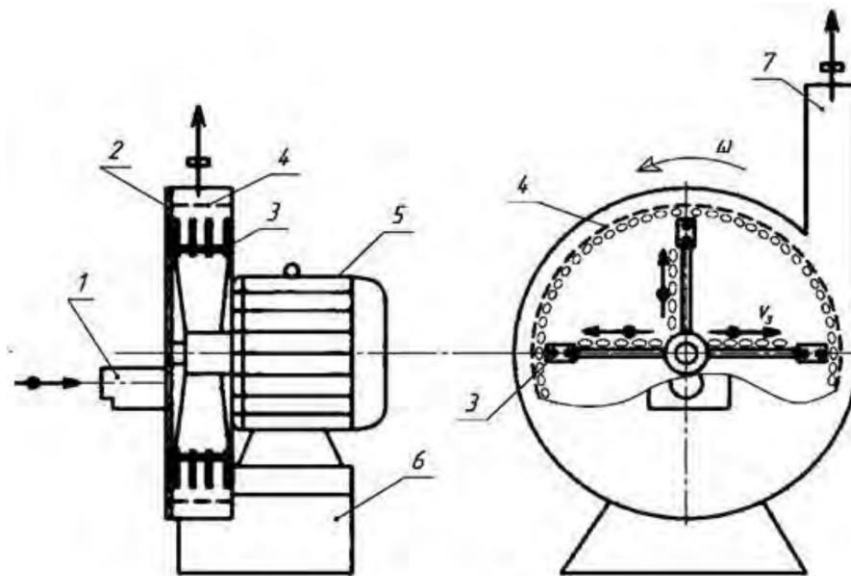


Рис. 1.4. Схема роботи всмоктувально-нагнітальної дробарки: 1 – всмоктувальний патрубок із метало-каменеуловлювачем; 2 – дробарна камера; 3 – дробильний барабан із шарнірно-підвішеними молотками; 4 – решето (сепаратор); 5 – електродвигун; 6 – рама; 7 – нагнітальний патрубок.

Гнучким пневмопроводом вихідний матеріал (зернова купка) через всмоктувальний патрубок 1, у якому осідають тверді домішки, надходить до дробильної камери 2, де під дією молотків і лопатей ротора активно

подрібнюється в барабані 3. Потім подрібнена частина просіюється крізь решето 4 і відводиться по нагнітальному патрубку 7 до змішувача концентрованих кормів [6, 12].

Роторні молоткові дробарки виробляє низка підприємств у країні, залежно від цього вони мають певні відмінності в маркуванні. Дробарка даного типу має низку переваг, які відзначені в літературі та фахівцями:

- відсутність додаткових транспортерів і транспортерних стрічок;
- відсутність додаткових вузлів у приводі та дек у дробильному барабані;
- простота видалення металевих і мінеральних домішок;
- економічна доступність і достатня продуктивність для роботи в складі малогабаритних комбікормових агрегатів.

## **1.2. Основні причини відмов і підвищення надійності молоткових дробарок**

Проблема зносу робочих органів і причин відмов дробарок тісно пов'язана з процесами дроблення і подрібнення матеріалів, а також конструкційними параметрами машин. Зазначається, що інтенсивність зношування робочих органів залежить від таких параметрів: кількості подрібненого зерна; твердих неорганічних і металічних домішок; фізико-механічних властивостей матеріалів, що взаємодіють; геометричних параметрів сепарувальних пристроїв [17].

Молоткові дробарки під час подрібнення зерна зазнають значного абразивного зносу робочих органів (лопатевого колеса, молотків, решета тощо) внаслідок їхньої неоптимальної конструкції в місцях динамічної взаємодії з частками газодисперсного матеріалу, при цьому барабан дробарки зазнає максимального зношування [17].



Рис. 1.5 Зовнішній вигляд лопатевого колеса молоткової дробарки.

У більшості досліджень пропонується вирішувати проблему підвищення надійності дробарок зерна шляхом збільшення довговічності молотків – основних робочих органів, що подрібнюють зерно [17].

На рис. 1.6. представлено зношений молоток дробарки зерна [17].



Рис. 1.6 Зношений молоток дробарки.

Зазначається, що молотки зношуються до граничного стану після подрібнення 250-300 тон зерна, проте їхня заміна або перестановка передбачена під час технічного обслуговування дробарок [17].

Через нерівномірний розподіл потоку зернового вороху в дробильній камері спостерігається нерівномірне спрацювання сепарувального решета з руйнуванням перемичок між отворами в поздовжньому напрямку (рис. 3) [17].



Рис. 1.7 Характер руйнування сепаруючого решета.

Крім молотків і решета, контактній взаємодії з частинками зернового вороху піддаються лопаті колеса барабана, які надають початкову швидкість і напрямок зерновому потоку і є несучими частинами ротора. Особливо сильно зношуються робочі поверхні лопатей колеса, що призводить до передчасного їх руйнування (рис. 1.8) і як наслідок, втрати працездатності ротора дробарки [17].



Рис. 1.9. Характер руйнування поверхні лопатей барабана [17].

Вартість барабана сягає 15 % від вартості дробарки, а його поломка фактично призводить до виходу з ладу всієї дробарки. З аналізу даних випливає, що на один ресурс лопатевого колеса припадає від двох до чотирьох комплектів змінених молотків або еквівалентне напрацювання в розмірі 600...1000 тон подрібненого зерна [17].

### **Висновки по розділу**

Низка авторів пропонує змінювати конструкцію робочих органів дробарки зі складною геометрією та складовими елементами. Однак ці методи вимагають значного збільшення витрат на матеріали або ускладнення технології виготовлення барабана дробарки.

Підвищення надійності дробарки можна домогтися шляхом оптимізації конструкції лопатевого колеса з метою рівномірного розподілу абразивного матеріалу в дробильній камері, що неминуче підвищить рівномірність зносу не тільки лопатей, а й інших робочих органів (молотків, решета та ін.), тобто призведе до збільшення їхньої довговічності, як важливого показника надійності технічної системи.

## РОЗДІЛ 2

### МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

**2.1 Розроблення полярископа з високою роздільною здатністю та методики розрахунку напружень в оптично прозорих моделях елементів деталей**

#### 2.1.1 Розроблення принципової схеми полярископа

За основу взято лазерний полярископ (ЛП), принципова оптична схема якого зображена на рис. 3.1.

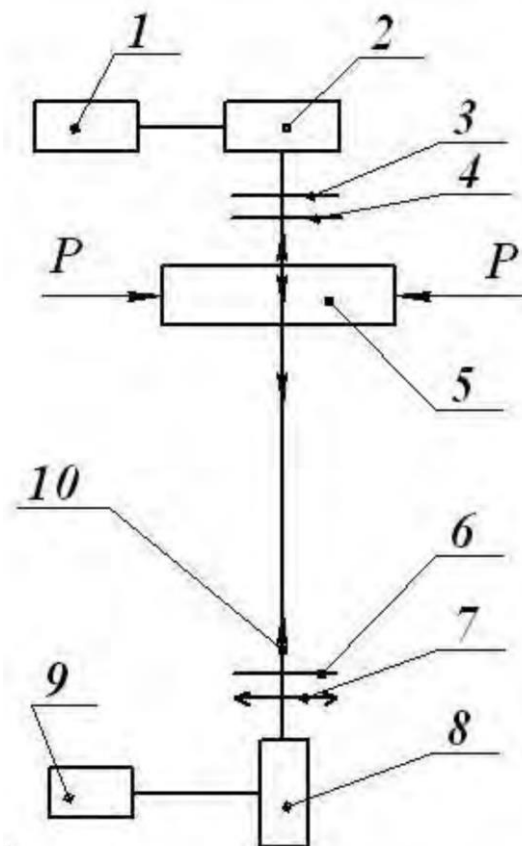


Рис. 2.1. Оптична схема ЛП: 1 – мілівольтметр (або мікроамперметр); 2 – фотоприймач; 3 – оптичний фільтр; 4 – аналізатор; 5 – модель, навантажена силою  $P$ ; 6 – поляризатор; 7 – фокусуюча лінза; 8 – напівпровідниковий лазер потужністю  $5 \text{ мВт}$  і довжиною хвилі  $\lambda = 655 \text{ нм}$ ; 9 – стабілізоване джерело живлення лазера; 10 – промінь лазера.



Лазерний полярископ працює таким чином. Промінь лазера, що пройшов через прозору модель деталі, послідовно проходить оптичний фільтр 3, оптичний аналізатор 4, далі потрапляє на фотодатчик 2, показання вихідного сигналу з якого знімають мультиметром (мілівольтметром або мікроамперметром) 1. Крокові двигуни ЛП дають змогу синхронно повертати поляризатор і аналізатор. Особливістю приладу є те, що він дає змогу визначати максимальні дотичні напруги на моделях з ОС – матеріалу з малою оптичною чутливістю, що рідко використовується в поляризаційно-оптичних дослідженнях [2].

### 2.1.2 Розроблення полярископа з удосконаленою оптичною схемою та коригування емпіричної залежності для розрахунку максимальних дотичних напружень

На рис. 2.2 представлено принципову схему вдосконаленого полярископа ЛП-1

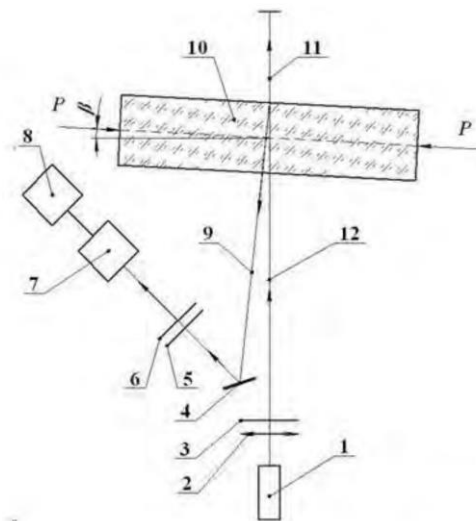


Рис. 2.2. Оптична схема лазерного полярископа ЛП-1: 1 – напівпровідниковий лазер потужністю 5 мВт і довжиною хвилі  $\lambda = 655 \text{ нм}$  зі стабілізованим джерелом живлення; 2 – фокусуюча лінза; 3 – поляризатор; 4 – дзеркало; 5 – аналізатор; 6 – оптичний фільтр; 7 – фотоприймач; 8 – мілівольтметр (або мікроамперметр); 9 – промінь лазера, відбитий від задньої поверхні моделі; 10 – модель деталі, навантажена силою  $P$ ; 11, 12 – промінь лазера, що пройшов через модель і падає на неї  $\beta = 2^\circ \dots 4^\circ$ .

В удосконаленому полярископі на фотодатчик надходить сигнал не від променю лазера, що проходить через модель деталі з ОС, а від відбитого. Промінь лазера проходить через модель з ОС 10, частково відбивається від її задньої площини, потім, від дзеркала 4, проходить через оптичний аналізатор 5, оптичний фільтр 6 і потрапляє на фотодатчик 7, показники вихідного сигналу з якого знімають мультиметром (мілівольтметром або мікроамперметром) 8 [5]. Зовнішній вигляд приладу ЛП-1 представлено на рис. 2.3.

Запропонована схема дає змогу досліджувати напруження в будь-якій точці моделі (діаметр плями променя лазера під час фокусування може сягати 0,1 мм) у межах робочої зони навантаження між опорними плитами навантажувального пристрою лабораторної поляризаційно-оптичної установки ППУ-7 (табл. 2.1, рис. 2.4). Тут координатний механізм приладу не залежить від навантажувальної частини установки ППУ-7.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики оптико-механічної установки

№ п/п	Характеристика установки	Параметр
1	Максимальне зусилля на модель, Н	5000
2	Крок кута повороту крокових двигунів (площини поляризації), град	5
3	Максимальні габарити моделей деталей, мм	100x120
4	Ціна поділки координатного механізму ЛП-1 по вертикалі та горизонталі, мм	0,1
5	Матеріал моделі	Органічне скло (плексіглас)
6	Оптична роздільна здатність ЛП-1, мм	0,1±0,01

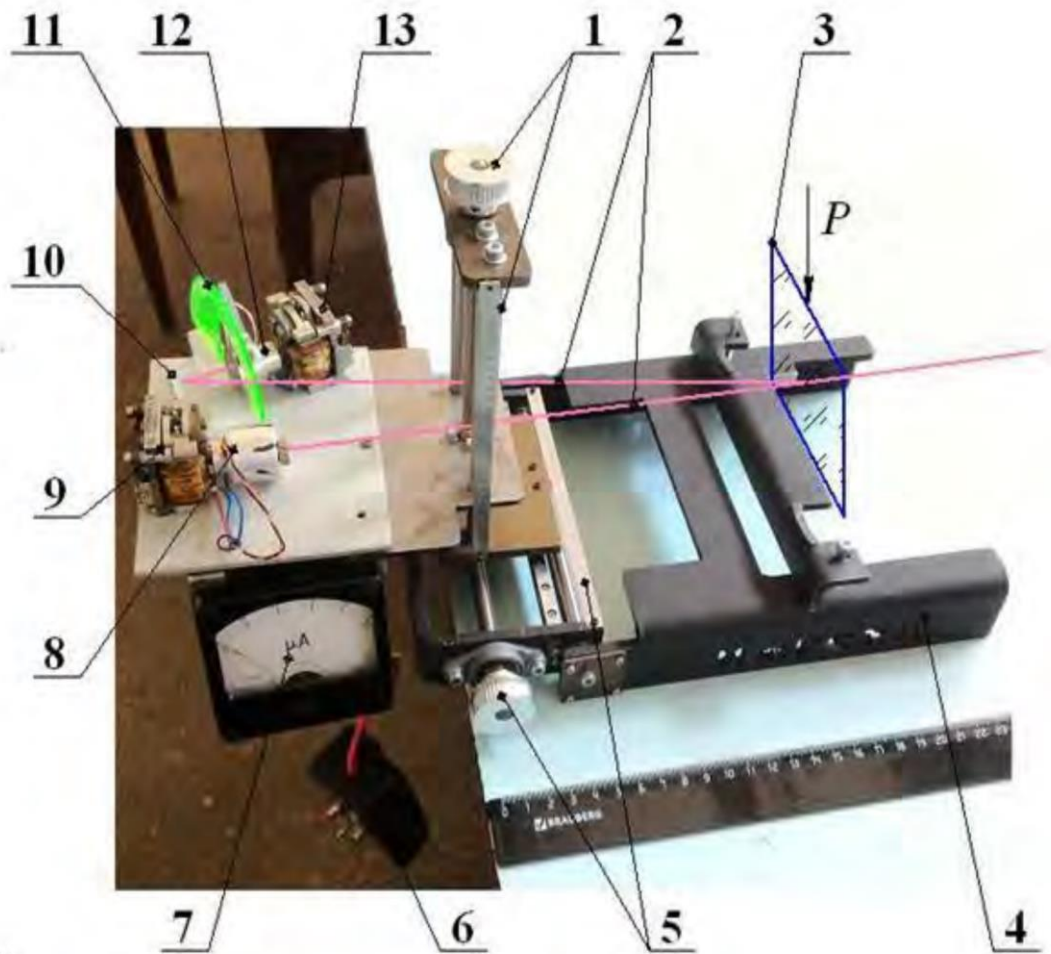


Рис. 2.3. Загальний вигляд ЛП-1: 1 – регулятор і шкала вертикального переміщення проміння лазера; 2 – прямий і відбитий промінь лазера; 3 – модель деталі; 4 – рама кріплення до навантажувального пристрою установки; 5 – регулятор і шкала горизонтального переміщення проміння лазера; 6 – пульт керування; 7 – мікроамперметр; 8 – лазерний модуль; 9.13 – крокові двигуни; 10 – дзеркало; 11 – шкала відліку кута нахилу площини поляризації; 12 – вузол аналізатора, фільтра і фотоприймач.

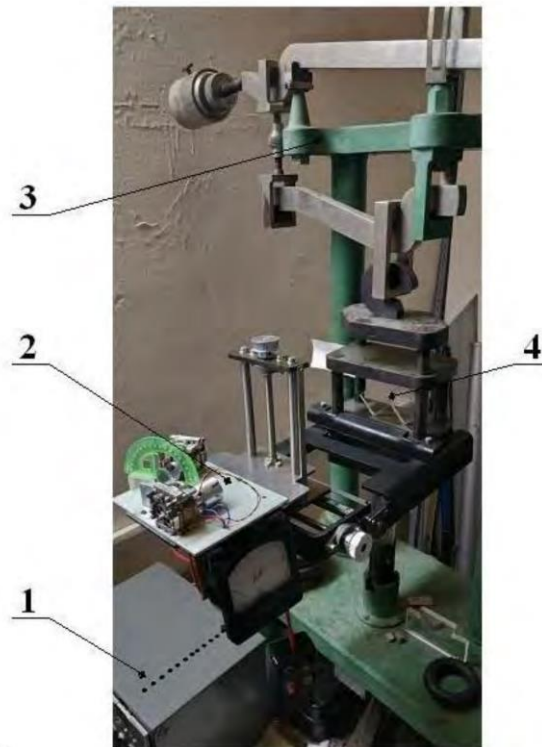


Рис. 2.4. Зовнішній вигляд установки: 1 – блок живлення; 2 – прилад ЛП-1; 3 – навантажувальний пристрій; 4 – модель деталі з плексигласу.

На рис. 2.5 представлено експериментальну і теоретичну фотометричні криві (залежність електричної напруги від зовнішнього навантаження) для центру стискаючого тарувального диска.

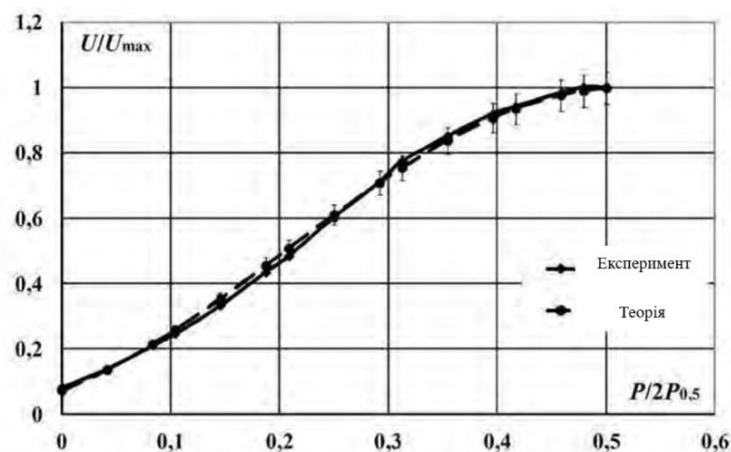


Рис. 2.5. Експериментальна та теоретична фотометричні криві.

Експерименти засвідчили, що за схрещених напрямків площини поляризації оптичного аналізатора 5 і поляризатора) за оптичною схемою приладу ЛП-1 напруга на фотодатчику відмінна від нуля.

## 2.2. Визначення механічних та оптичних характеристик ОС (плексигласу)

Для різних партій і марок плексигласу або органічного скла механічні й оптичні характеристики можуть значно відрізнятися від стандартних значень за ДСТУ, тому для коректного дослідження напруженого стану в моделях необхідно уточнити фізико-механічні характеристики під час стискання наявного листового плексигласу.

Дослідження повзучості, тобто зміна деформацій навантаженої смуги з ОС із плином часу, проводили на установці СМ-5 за схемою шарнірно-опертої балки з двома навантаженими консолями (рис. 2.6).

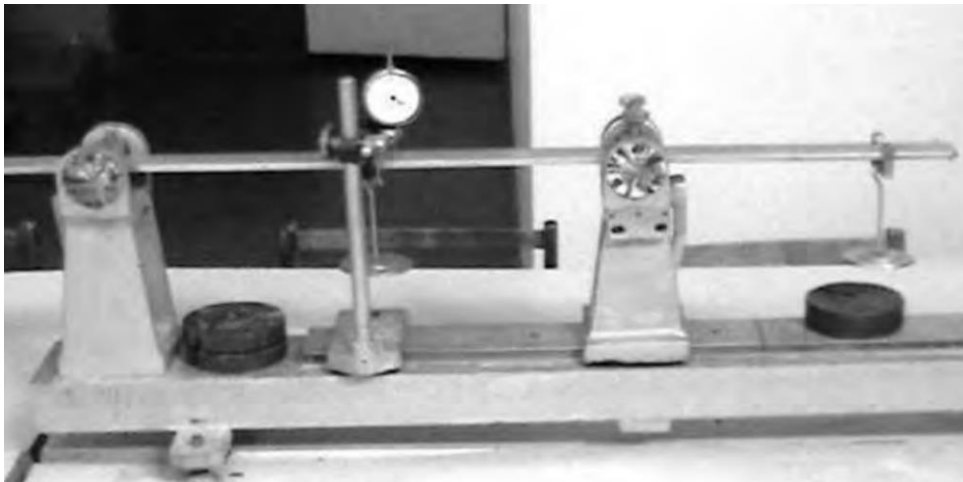


Рис. 2.6. Лабораторна установка СМ-5.

На рис. 2.7 показано залежності  $w = f(t)$ , тобто прогину по середині смуги  $w$  залежно від часу за різних значень ваги гирі  $P$  на консолях (температура в лабораторії 21...23 °С).

Аналіз графіків показує, що швидкість повзучості за перші п'ятдесят-шістдесят секунд порівняно велика, а потім залишається малою протягом десятків годин (властивість в'язко-пружності). Для отримання точних результатів показання мікроамперметра приладу ЛП-1 слід знімати не менше ніж через 50 секунд після стиснення моделі між опорними плитами навантажувального пристрою.

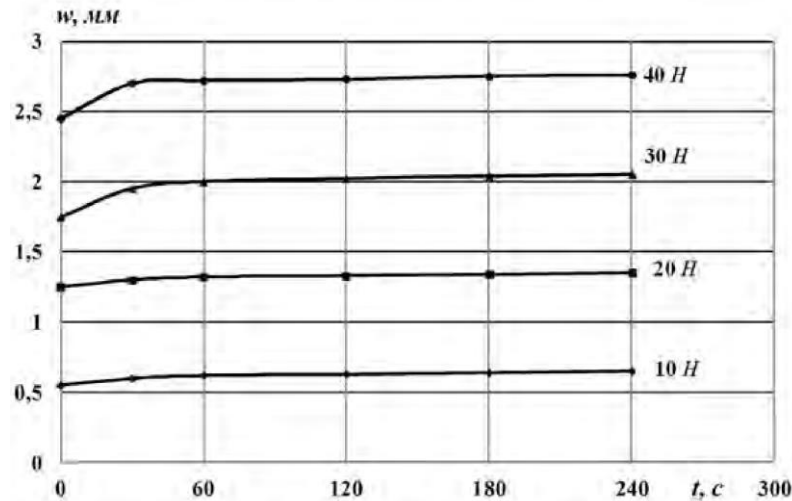


Рис. 2.7. Механічна повзучість ОС за різних навантажень.

Випробування плексигласу на стиск. Експерименти проводили на розривній машині МР-0,5-1 (табл. 2.1) з навантажувальним пристроєм для випробування зразків на стискання (рис. 2.10).

Таблиця 2.2 – Характеристики розривної машини МР-0,5-1

№ п/п	Характеристика машини	Параметр
1	Діапазон значень граничних навантажень, кгс	0...100 (по шкалі А) 0...200 (по шкалі Б) 0...500 (по шкалі В)
2	Ціна поділки динамометра, кгс	0,2 (по шкалі А) 0,4 (по шкалі Б) 1,0 (по шкалі В)
3	Межі плавної зміни швидкості переміщення активного захвату, мм/хв	3...30 (вниз) 12...120 (вверх)
4	Поріг чутливості	не більше ціни поділки шкали
5	Найбільша відстань між захватами, мм	700
6	Найбільша відстань між опорними плитами при стисненні, мм	150
7	Граничні значення шкали деформації, мм	0...200
8	Похибка вимірювання деформацій, мм	± 0,5
9	Масштаб запису деформації на діаграмному апараті	1:1 и 5:1
10	Відстань між колонами, мм	250
11	Потужність електродвигуна становить, Вт	270

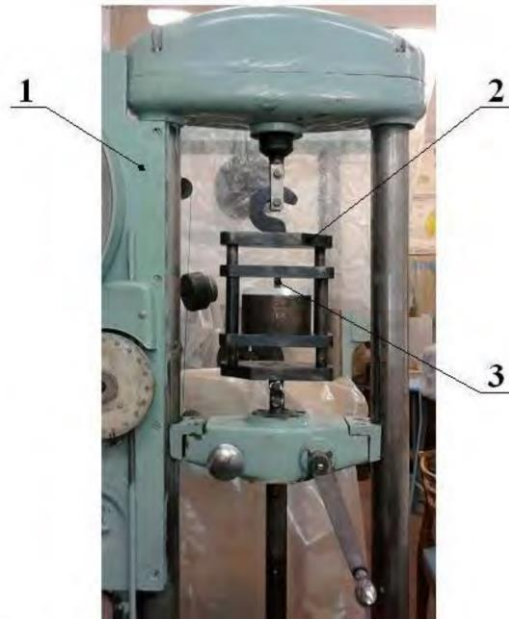


Рис. 2.8. Випробування ОС на стиск: 1 – розривна машина МР-0.5-1; 2 – навантажувальний пристрій для випробувань зразків на стиск; 3 – зразок з ОС.

На рис. 2.9 показано зразки з ОС циліндричної форми до і після випробування на стиск.

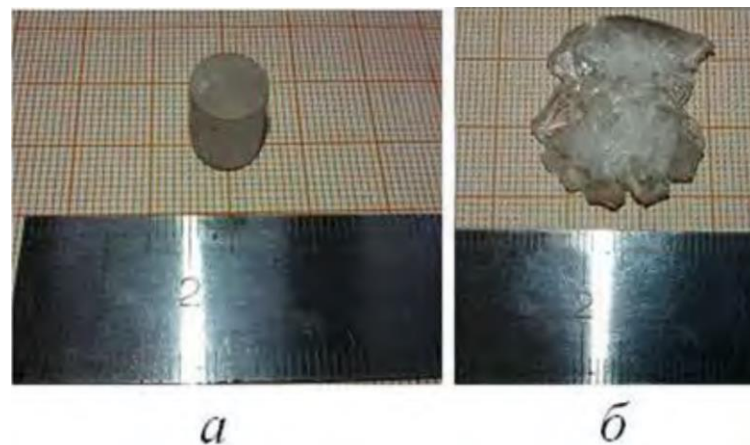


Рис. 2.9. Зразок на стиск: л) до випробування; о) після випробування.

На рис. 2.9 представлений приклад отриманої діаграми стиснення зразка з ОС з поперечним перерізом  $66,44 \text{ мм}^2$  (висота циліндра 13,4 мм).

За діаграмою визначено механічні характеристики [60]:  $\zeta_{\text{П}} = 10,6 \text{ МПа}$  - межа пропорційності ( $\text{РП} = 704 \text{ Н}$ );  $\zeta_{\text{В}} = 67,7 \text{ МПа}$  - межа міцності ( $\text{РВ} = 4500 \text{ Н}$ ). Для серії зразків механічні характеристики змінюються в межах:  $\zeta_{\text{П}} = 9,45 \dots 11,3 \text{ МПа}$ ;  $\zeta_{\text{В}} = 67,7 \dots 75,25 \text{ МПа}$ .

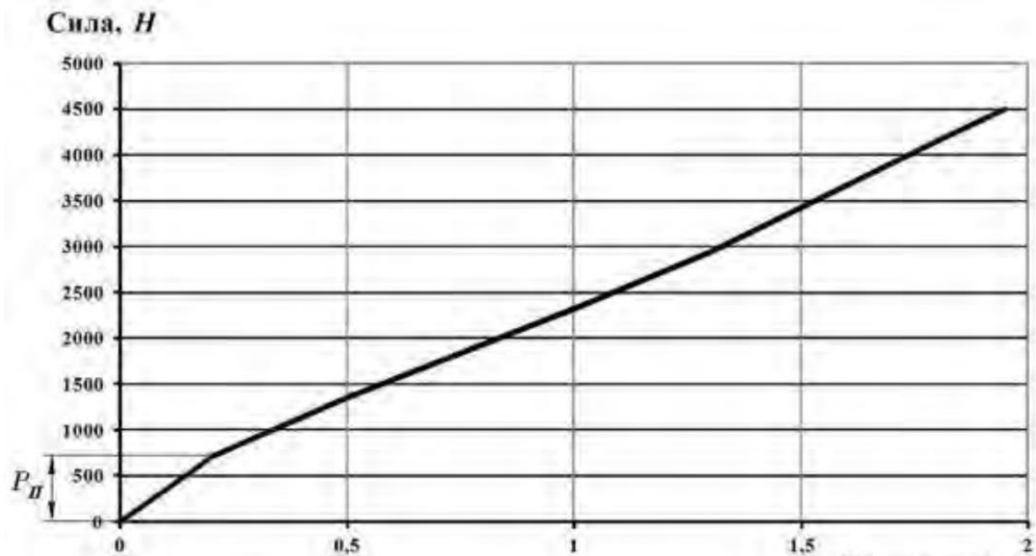


Рис. 2.10. Діаграма стиснення ОС

### 2.3 Принципи теорії подібності під час моделювання роботи дробарки серії ДКР

Конструкція дробарки зерна серії ДКР (рис. 2.11) забезпечує переміщення зернового оберемка по транспортувальних рукавах 4 без додаткових пристроїв за рахунок повітряного потоку, що виникає під час обертання молоткового барабана 3 і вентилятора-швирылки, встановленого в корпусі 2.

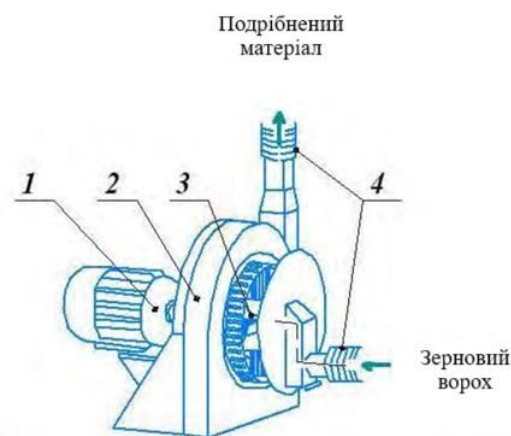


Рис. 2.11. Схема переміщення зернового вороху під час роботи дробарки зерна серії ДКР: 1 – електродвигун; 2 – корпус дробарки; 3 – молотковий барабан; 4 – транспортувальні рукави.



Для прискорення процесу натурних випробувань модернізованого лопатевого колеса дробарки було ухвалено рішення про попереднє проведення експериментів на геометрично подібній моделі, виконаній у масштабі 1:5. Сучасні пакети програм тривимірного проектування дають змогу досить точно і в короткі терміни проектувати деталь будь-якої форми, яку потім можна надрукувати на 3D-принтері.

Згідно з теорією подібності, подібними називаються явища, у яких постійні відношення величин, що характеризують їхні подібні властивості.

Розрізняють чотири види подібності:

- геометрична подібність;
- часова подібність;
- подібність фізичних величин;
- подібність початкових і граничних умов.

Під час моделювання процесу зношування робочих поверхонь лопатевого барабана можна скористатися принципами теорії гідродинамічної подібності, якщо уявити потік сипкого матеріалу як потік квазідини. Гідродинамічна подібність у сукупності складається з геометричної, кінематичної та динамічної подібностей. Геометрична подібність дробильної камери і робочого органу - лопатевого колеса барабана виражається через зовнішній діаметр лопатевого колеса і його ширину, а також форму і діаметри вхідних і вихідних патрубків дробильної камери (русел потоків), оскільки вони є обмежувальними поверхнями потоків, що виникають. Наприклад, за рівності відношень основних подібних лінійних розмірів реальної дробарки серії ДКР і її моделі для геометричної подібності, маємо:

$$\frac{D^I}{D^{II}} = \frac{d^I}{d^{II}} = \frac{b^I}{b^{II}} = \text{const} = k \quad (2.1)$$

де  $k$  – коефіцієнт геометричної подібності;  $D^I$  – діаметр моделі лопатевого колеса барабана;  $d^I$  – діаметр вхідного патрубка моделі;  $b^I$  – ширина лопатевого колеса моделі;  $D^{II}$  – діаметр лопатевого колеса барабана реальної дробарки;  $d^{II}$  –

діаметр вхідного патрубку реальної дробарки;  $b^{II}$  – ширина лопатевого колеса реальної дробарки.

Тоді з виразу (2.1) визначається коефіцієнт геометричної подібності моделі

$$k = \frac{D^I}{D^{II}} = \frac{C^I}{C^{II}} = \frac{d_B^I}{d_B^{II}} = \frac{d_H^I}{d_H^{II}} = \frac{b^I}{b^{II}} = 0,2 = const, \quad (2.2)$$

де  $D$  – зовнішній діаметр лопатевого колеса, мм;  $C$  – діаметр центрального (всмоктувального) отвору колеса, мм;  $d_e$  – діаметр всмоктувального патрубка, мм;  $d_n$  – діаметр нагнітального патрубка, мм;  $b$  – ширина лопатевого колеса, мм.

Тут індекс I відноситься до моделі, а II - до реальної дробарки.

Оскільки дробарка зерна є динамічно навантаженою механічною системою, для її моделювання необхідно підібрати відповідний матеріал із заданими фізико-механічними характеристиками. Для того щоб оцінити жорсткість і міцність матеріалу моделі, проведено дослідження фізико-механічних характеристик найпоширеніших пластиків для 3D-друку (таблиця 2.2), у результаті яких можна стверджувати, що за питомою міцністю на вигин пластик PLA можна порівняти зі сталлю – матеріалом реального лопатевого колеса. Пластик PET-G має менш пластичні властивості і може бути використаний, наприклад, при моделюванні деталей із чавуну.

З урахуванням отриманих значень коефіцієнтів подібності виготовили геометрично подібну модель дробарки в масштабі 1:5 з лопатевим колесом барабана з PLA. Моделі лопатевого колеса спроектували в пакеті програм «SolidWorks» і надрукували з PLA пластику на 3D-принтері (рис. 2.12).

Корпус моделі дробарки було виготовлено збірної конструкції з використанням токарно-гвинторізного верстата і гравіювально-фрезерного верстата з ЧПУ (рис. 2.13 і 2.14).

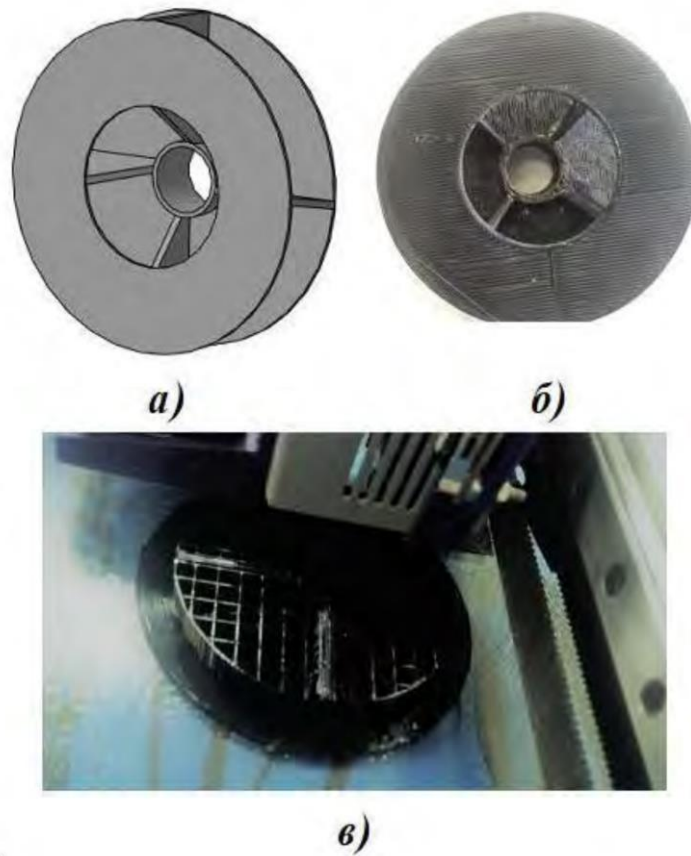


Рис. 2.12. Геометрично подібна модель лопатевого колеса: а) 3D-проект деталі; б) 3D-модель із PLA; в) виготовлення моделі на 3D-принтері.

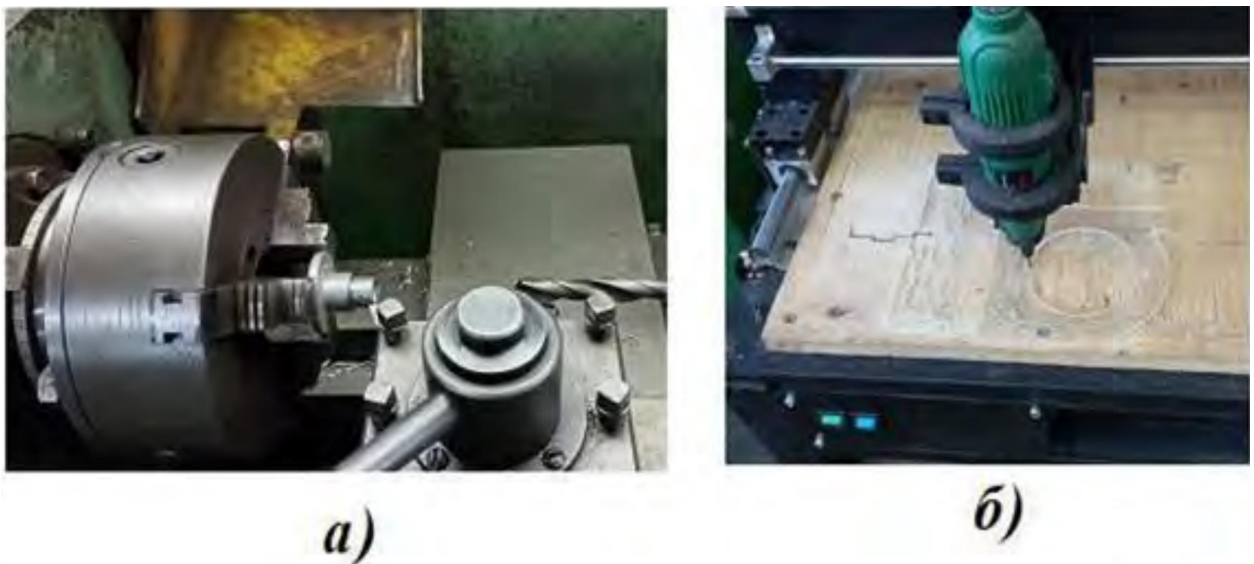


Рис. 2.13. Виготовлення деталей корпусу моделі дробарки: а) токарні роботи на верстаті; б) фрезерні роботи на верстаті з ЧПУ.

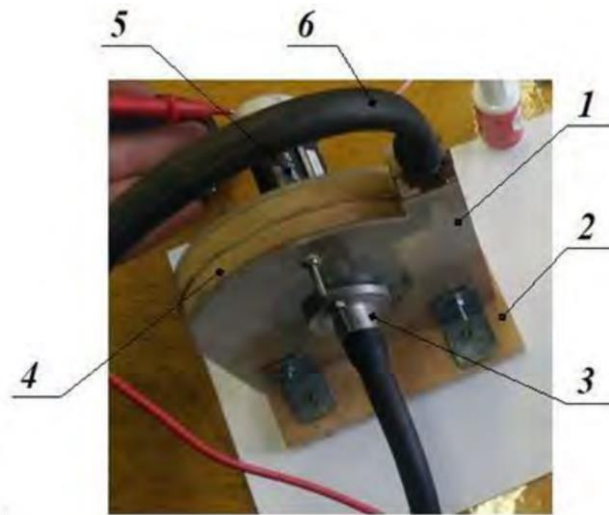


Рис. 2.14. Геометрично подібна модель дробарки серії ДКР: 1 – бічна стінка барабана; 2 – підставка; 3 – всмоктувальний патрубок; 4 – основний корпус; 5 - електромотор ДМ 2-26; 6 – гумовий шланг.

Для візуалізації робочої зони барабана бічні стінки 1 виконані з ОС. Основний корпус 4 виготовлено з деревоволокнистої плити (МДФ), який встановлено на підставці 2. Вхідні та вихідні патрубки 3 з алюмінієвого сплаву з'єднані гумовим гладким шлангом 6. Привід моделі робочого органу дробарки здійснюється безколекторним електричним мотором постійного струму 5 (ДМ 2-26). Загальний вигляд реальної дробарки та її моделі в масштабі 1:5 показано на рис. 2.15.

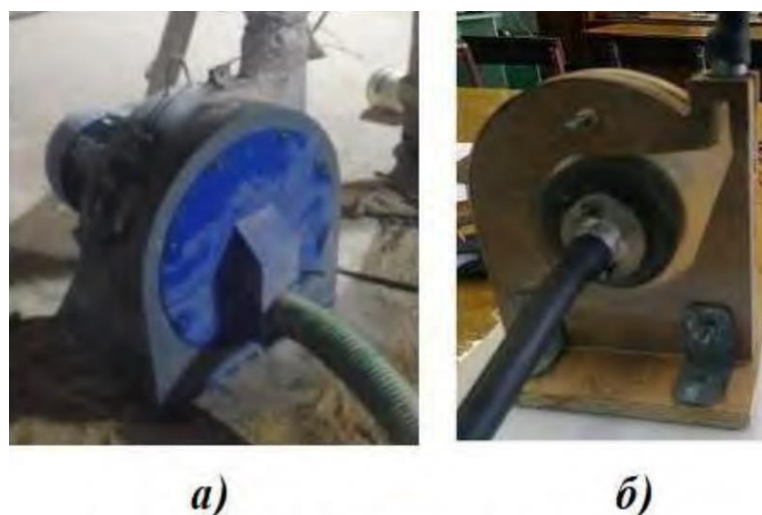


Рис. 2.15. Дробарка зерна ДКР - 4: а) – зовнішній вигляд; б) – геометрично подібна модель у масштабі 1:5.

## 2.4 Моделювання процесу абразивного зношування робочої поверхні лопаті

Процес абразивного зношування лопаті барабана досліджувався на моделі, виготовленій на 3D-принтері в масштабі 1:5. На лопать було нанесене лакофарбове покриття (рис. 2.16), руйнування якого під дією абразивних частинок дасть змогу провести аналіз зносу робочої поверхні.

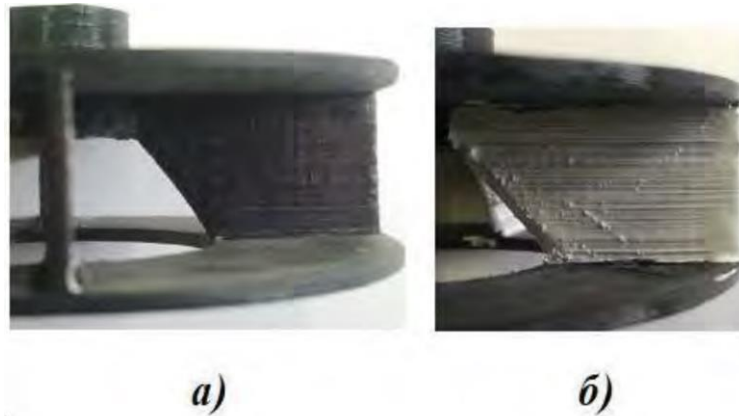


Рис. 2.16. Моделі лопаті для дослідження абразивного зносу: а) – без покриття; б) – з лакофарбовим покриттям.

Як модель зернового вороху в дробильній камері було використано потік очищеного річкового кварцового піску з фракцією 1 - 1,3 мм (рис. 2.17).



Рис. 2.17. Кварцовий пісок для моделювання абразиву.

Було виготовлено лабораторну установку у вигляді геометрично подібної моделі робочої камери дробарки серії ДКР у масштабі 1:5 (рис. 2.18).

Абразив (кварцовий пісок) надходив у зону всмоктування впускного патрубку 1 моделі дробарки та завдяки розрядженню повітря, що створюється обертанням барабана 4, всмоктувався в центральну частину корпусу, де, потрапляючи на лопаті колеса барабана, переміщався в радіальному напрямку. Потім циркуляційний потік піску прямував у нагнітальний патрубок 5, звідки знову потрапляв у всмоктувальний патрубок 1.

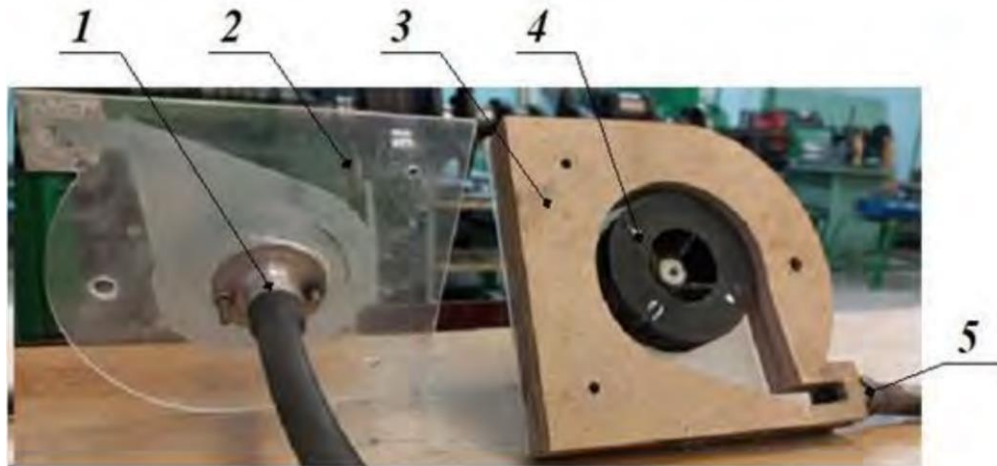


Рис. 2.18. Будова геометрично подібної моделі дробарки серії ДКР: 1 – всмоктувальний патрубок; 2 – прозора стінка корпусу; 3 – корпус робочої камери; 4 – модель лопатевого колеса; 5 – нагнітальний патрубок.

Вплив частинок газо-абразивного потоку на лакофарбове покриття робочої поверхні лопаті призводив до появи «плями» спрацьовування, геометричні параметри якої визначалися фотофіксацією через певні проміжки часу та обробкою зображень у пакеті програм «SolidWorks». Визначалися площа «плями» спрацьовування (рис. 2.19) лакофарбового покриття 2 і координата її центру ваги 3.

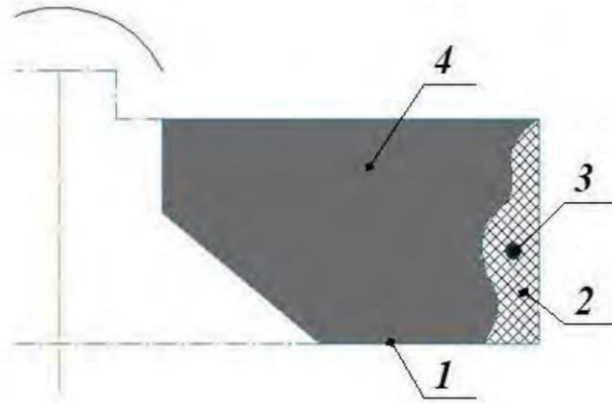


Рис. 2.19. Схема моделювання зносу робочої поверхні лопаті: 1 – лопать; 2 – «пляма» зносу лакофарбового покриття; 3 – центр ваги плями зносу; 4 – пофарбована (не зношена) частина лопаті.

### Висновки по розділу.

Виготовлено оптико-механічну установку для визначення величини максимальних дотичних напружень у плоскій прозорій моделі лопаті колеса барабана, що складається з: модернізованого полярископа ЛП-1; механізму навантаження моделі; електронного блока керування.

Розглянуто інваріанти подібності, що враховують геометричні, фізико-механічні, кінематичні та динамічні характеристики моделі та реального барабана дробарки серії ДКР. Комплексний коефіцієнт фізико-механічних властивостей для PLA  $k_i$  становить приблизно 0,2, що відповідає обраному коефіцієнту геометричної подібності  $k$  для моделі, виготовленої в масштабі 1:5.

Розроблено методику моделювання газо-абразивного зносу на моделі лопатевого колеса. Для геометрично подібної моделі дробарки в масштабі 1:5 кінематичний коефіцієнт  $k_v = 1,87...2,12$ , тобто частота обертання моделі лопатевого колеса моделі має бути в 2 рази вищою, ніж у реальній дробарці.

### РОЗДІЛ 3

#### РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕННЯ

#### 4.1 Дослідження напруженого стану в приконтатній зоні оптично прозорої моделі лопаті на полярископі.

Для перевірки теоретичних результатів розрахунку напружень і оптимізації положення лопаті, отриманих у розділі 2, було проведено експериментальні дослідження за допомогою лазерного полярископа ЛП-1 на оптично прозорих моделях, тобто перевірку адекватності математичної моделі проводили шляхом фізичного моделювання.

На рис. 3.1 показано модель з ОС і розрахункову схему середнього перерізу.

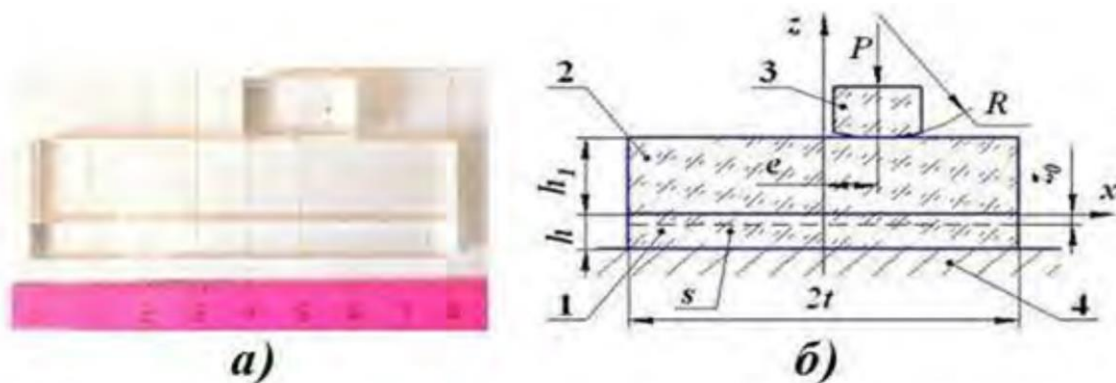


Рис. 3.1. Модель з ОС а) і розрахункова схема б) для дослідження напруженого стану в середньому перерізі прямої лопаті колеса: 1 – модель середнього перерізу лопаті; 2 – пружна смуга; 3 – пружний штамп із круглою основою; 4 – нижня плита навантажувального пристрою установки;  $2t = 80$  мм – ширина моделі середнього перерізу лопаті;  $h = 8$  мм – висота моделі середнього перерізу лопаті;  $s = 6$  мм – товщина моделі лопаті;  $h_1 = 18$  мм – висота пружної смуги;  $R = 490$  мм – радіус основи пружного штампа;  $z_0 = -2$  мм – координата проходження плями променя лазера (дослідження напруженого стану в приконтатній зоні);  $P = 250$  Н – зовнішнє навантаження;  $e = 11$  мм – ексцентриситет навантаження.



Ексцентриситет навантаження  $e$  визначали шляхом дослідження функції контактних максимальних дотичних напружень на екстремум:

$$\frac{d\tau_{max}}{dx} = 0, \quad (2.3)$$

де  $\tau_{max} = \frac{1}{2}\sqrt{\sigma_{0z}^2 + 4\tau_0^2}$ ;  $\zeta_{0z}$ ,  $\tau_0$  – контактні нормальні та дотичні напруження в середньому перерізі лопаті, що визначаються за (2.27) і (2.28).

Таким чином, у середньому перерізі лопаті отримано координати екстремуму  $= 0,275 = 0,274 \cdot 40 = 11$  мм.

Потім досліджували напружений стан на оптико-механічній установці з приладом ЛП-1 (рис. 3.2) за розробленою в розділі 2 методикою.

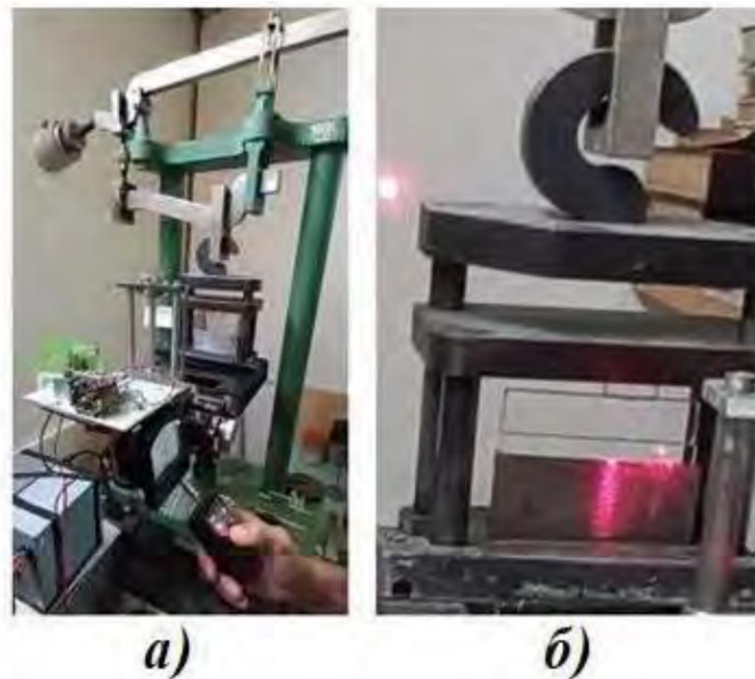


Рис. 3.2. Дослідження напруженого стану в моделі середнього перерізу прямої лопаті: а) експериментальна установка з лазерним полярископом; б) модель середнього перерізу лопаті в навантажувальному пристрої експериментальної установки.

Величина максимальних дотичних напружень у досліджуваній точці моделі визначалася:

$$\tau_{max} = C \left( \arcsin \sqrt{\frac{U}{U_{max}}} - \theta \right), \quad (2.4)$$

де  $U$  – напруга на фотодатчику під час навантаження моделі силою  $P$ , мВ;  $C = 2,226$  МПа,  $\theta = 0,181$ ,  $U_{\max} = 1500$  мВ – постійні, які визначаються під час тарування полярископа.

На рис. 3.3 представлено епюри максимальних дотичних напружень у приконтатній зоні моделі в частках від номінального контактного нормального напруження  $\zeta_n$ , що дорівнює середньому тиску  $p$ , побудовані за результатами теоретичного розрахунку та експериментальними даними:

$$\sigma_n = 0.$$

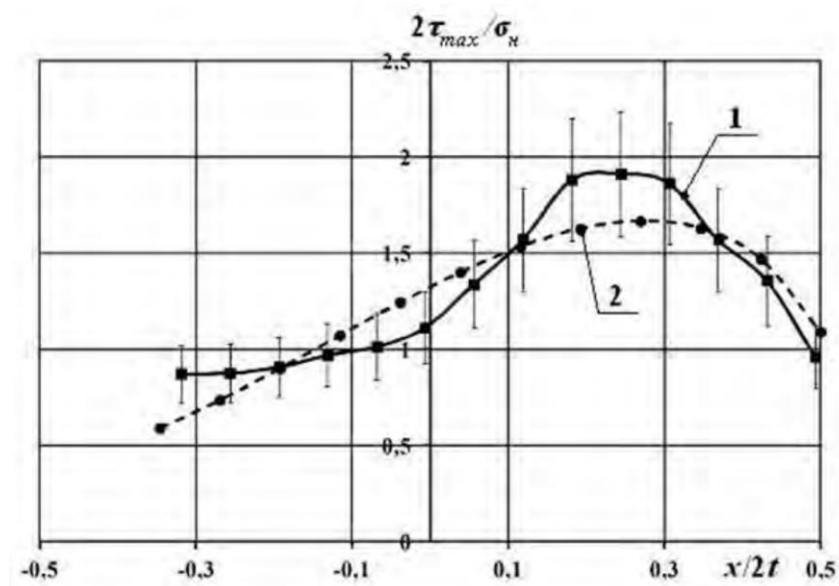


Рис. 3.3. Епюри максимальних дотичних напружень у приконтатній зоні середнього перерізу лопаті: 1 – експеримент; 2 – теорія.

Порівняльний аналіз даних на рис. 3.3 показує, що теоретична крива здебільшого перебуває в межах довірчого інтервалу  $\pm 5\%$  експериментальної епюри. Розбіжність значень більш ніж у  $5\%$  можна пояснити недосконалістю (мікродфектами) контактних і відбивних поверхонь моделі, а також наближеною розрахунковою схемою навантаження – пружним штампом і пружною смугою, що моделюють зовнішній тиск від потоку частинок матеріалу. Цей висновок доводить адекватність теоретичної моделі напруженого стану на робочій поверхні лопаті.

На рис. 3.4 показано модель з ОС і розрахункову схему середнього перерізу лопаті за оптимального положення під кутом  $10^\circ$  до нормального потоку частинок матеріалу.

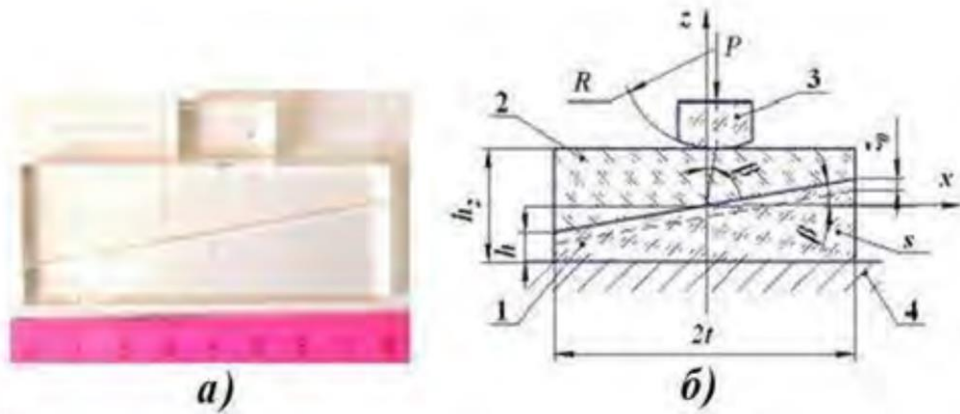


Рис. 3.4. Модель з ОС л) і розрахункова схема б) для дослідження напруженого стану в приконтактній зоні середнього перерізу лопаті за оптимального її положення: 1 – модель середнього перерізу лопаті; 2 – пружна смуга; 3 – пружний штамп із круглою основою; 4 – нижня плита навантажувального пристрою установки;  $2t = 80$  мм – ширина моделі середнього перерізу лопаті;  $h = 15$  мм – висота моделі середнього перерізу лопаті по середині;  $s = 6$  мм – товщина моделі лопаті;  $h_2 = 30$  мм – сумарна висота моделей;  $R = 490$  мм – радіус основи пружного штампа;  $z_0 = -2$  мм – координата проходження плями променя лазера (дослідження напруженого стану в приконтактній зоні);  $P = 250$  Н – зовнішнє навантаження;  $\beta = 10^\circ$ .

Експериментальне значення контактних максимальних дотичних напружень визначали в моделі середнього перерізу лопаті на відстані 2 мм від поверхні контакту з пружною смугою (пунктирна лінія на рис. 3.4 б).

На рис. 3.5 представлено епюри максимальних дотичних напружень у частках від контактного номінального нормального напруження  $\zeta_n = 0,52$  МПа за прямого (під кутом  $0^\circ$ ) та оптимального положення лопаті (під кутом  $10^\circ$ ).

З рис. 3.5 випливає, що за оптимального положення лопаті під кутом  $10^\circ$  до осі колеса барабана дробарки контактні максимальні дотичні напруження розподілені практично рівномірно, що також підтверджує висновки теоретичного

дослідження. Це призведе до рівномірного зносу лопатей і як наслідок, до збільшення їхньої довговічності та безвідмовності дробарки загалом.

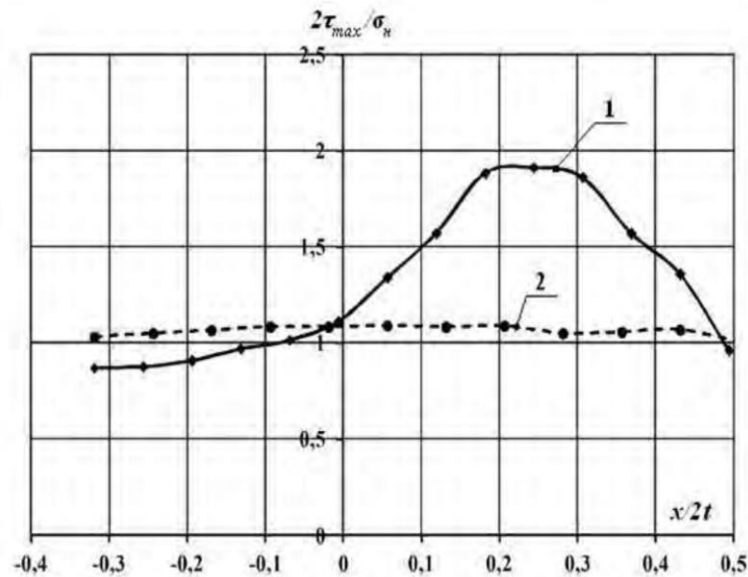


Рис. 3.5. Експериментальні епюри максимальних дотичних напружень у приконтактній зоні середнього перерізу лопаті: 1 – за прямого положення лопаті до модернізації колеса; 2 – за оптимального положення лопаті під кутом  $10^\circ$ .

### 3.2 Результати дослідження зношування робочої поверхні лопаті до та після модернізації на геометрично подібній моделі дробарки серії ДКР

Фізичне моделювання процесу зношування проводили за методикою, описаною в третьому розділі, з використанням геометрично подібної моделі дробарки серії ДКР. Параметри моделі такі: число лопатей колеса  $z=4$ ; радіус лопаті колеса  $r_2=35 \times 10^{-3}$  м; ширина лопаті  $b_2=15 \times 10^{-3}$  м; товщина лопаті  $\delta=2 \times 10^{-3}$  м, середня частота обертання колеса  $6000$  об/хв, за частоти  $3000$  об/хв у реальній дробарці (кінематичний коефіцієнт подібності  $k_v=2$ ).

Шар матеріалу робочої поверхні лопаті, який руйнується, імітували за допомогою лакофарбового покриття. Схема досліджень на лабораторній установці (моделі дробарки) показана на рис. 3.6.

Під дією абразивного потоку піску шар фарби 4 руйнувався, на поверхні лопаті виникала «пляма» зносу 2 (рис. 3.7), розмір і форма якої досліджувалася

шляхом фотофіксації через рівні проміжки часу (15 секунд) і оброблення зображень у пакеті програм «SolidWorks».

На рис. 3.8 представлено деякі фоторезультати проведеного експерименту. Якісна оцінка показує, що форма «плями» зносу на моделі барабана до модернізації змінюється, як на реальній лопаті колеса дробарки ДКР (рисунок 3.9). Знос робочої поверхні моделі лопаті модернізованого барабана відбувається більш рівномірно.

Шар матеріалу робочої поверхні лопаті, що руйнується, імітували за допомогою лакофарбового покриття. Схема досліджень на лабораторній установці (моделі дробарки) показана на рисунку 3.6.

Під дією абразивного потоку піску шар фарби 4 руйнувався, на поверхні лопаті виникала «пляма» зносу 2 (рис. 3.7), розмір і форма якої досліджувалася шляхом фотофіксації через рівні проміжки часу (15 секунд) і оброблення зображень у пакеті програм «SolidWorks».

На рис. 3.8 представлено деякі фоторезультати проведеного експерименту. Якісна оцінка показує, що форма «плями» зносу на моделі барабана до модернізації змінюється, як на реальній лопаті колеса дробарки ДКР (рис. 3.9). Знос робочої поверхні моделі лопаті модернізованого барабана відбувається більш рівномірно.

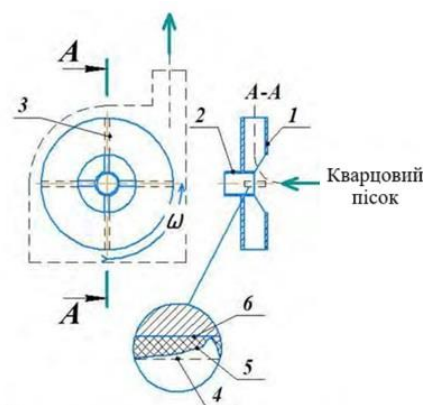


Рис. 3.6. Схема лабораторної установки (моделі дробарки): 1 – диск лопатевого колеса; 2 – маточина; 3 – лопать; 4 – лакофарбове покриття; 5 – характерне зношування лакофарбового покриття; 6 – робоча поверхня лопаті.

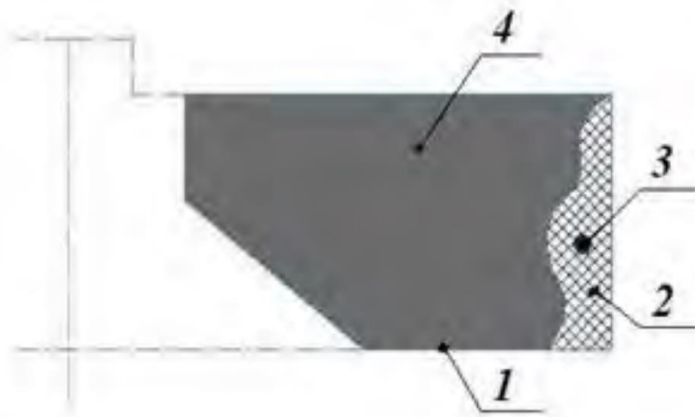


Рис. 3.7. Моделювання зносу робочої поверхні лопаті: 1 – лопать; 2 – пляма зносу лакофарбового покриття; 3 – центр ваги «плями» зносу; 4 – пофарбована (не зношена) частина лопаті.

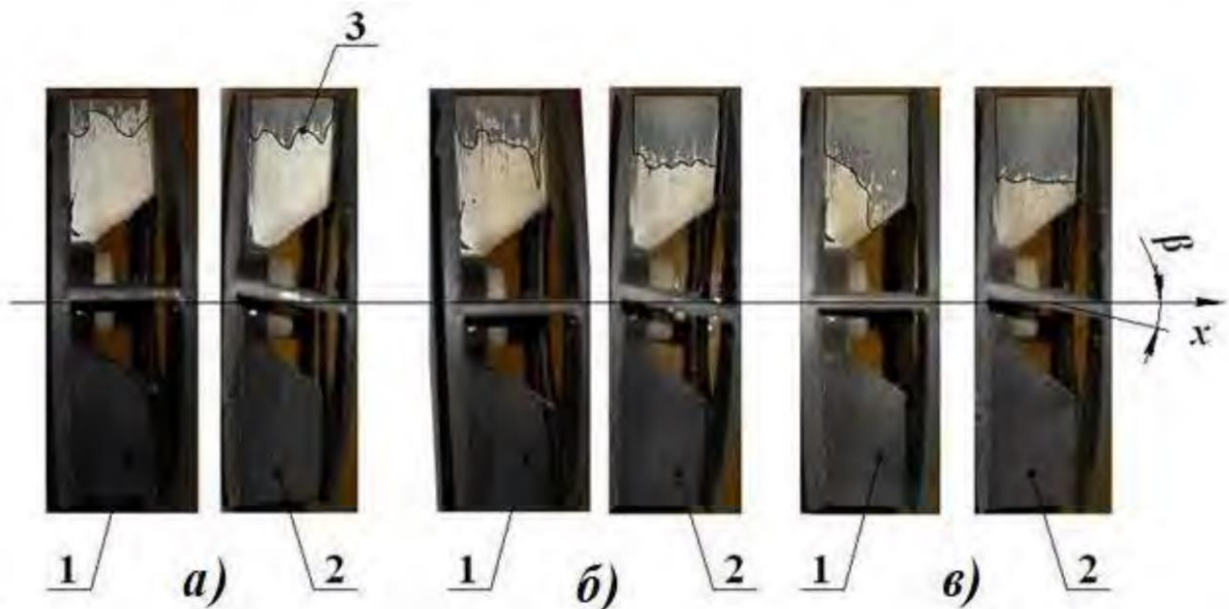


Рис. 3.8. Динаміка розвитку «плями» зносу з плином часу після 30 секунд (а), 120 секунд (б) і 420 секунд (в) роботи моделі дробарки: 1 – модель лопатевого колеса первісної форми (до модернізації); 2 – модель лопатевого колеса з оптимальним положенням лопаті під кутом  $\beta = 10^\circ$  до осі  $x$  барабана (після модернізації); 3 – межа «плями» зносу усередненої форми за чотирма лопатями.

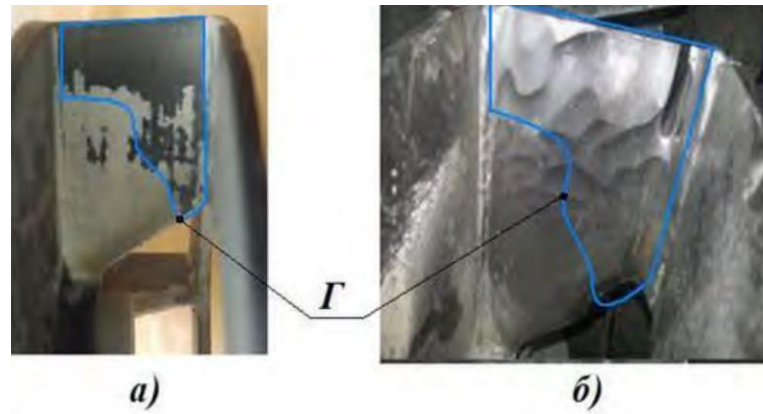


Рис. 3.9. Характер зносу робочої поверхні лопаті: а) – на моделі з PLA після 0,12 годин випробувань; б) – на реальному колесі барабана після 273 годин роботи дробарки; Г – межа характерної «плями» зносу.

Для кількісної оцінки величини зносу та його рівномірності визначали два показники: наведену величину зносу  $\Delta_n$  і координату центру ваги «плями» зносу  $x_n$  у безрозмірних величинах.

Якщо продуктивність моделі дробарки до і після модернізації вважати постійною (площа робочої поверхні модернізованої лопаті збільшується лише на 1,5 %), то миттєвий об'єм  $V$  матеріалу, що руйнується, на зношуваній поверхні лопаті в один і той самий момент часу до і після модернізації буде величиною постійною:

$$V = S \times \Delta = const, \quad (3.4)$$

де  $S$  – площа «плями» зносу;  $\Delta$  – величина зносу.

Отже, величина зносу:

$$\Delta = \frac{const}{S}. \quad (3.5)$$

Наведеною величиною зносу позначимо:

$$\Delta_n = \frac{S_n}{S}. \quad (3.5)$$

де  $S_n$  – площа робочої поверхні лопаті моделі колеса (360 мм<sup>2</sup>). Площу «плями» зносу  $S$  визначали графічно за фоторезультатами в пакеті «SolidWorks» [1].

Діаграма 3.10 містить графік зміни наведеної величини зносу  $\Delta_n$  із плином часу  $T$  для моделей лопатевого колеса до і після модернізації.

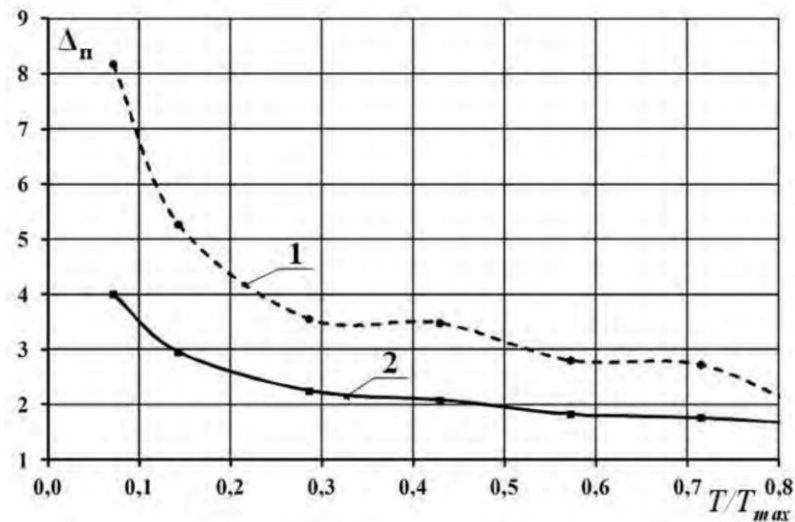


Рис. 3.10. Зміна наведеної величини зносу  $\Delta_p$  моделі лопаті з плином часу  $T$ : 1 – динаміка зносу до модернізації; 2 – динаміка зносу після модернізації;  $T_{max}$  – повний час проведення моделювання (420 секунд).

Аналіз динаміки процесу показав, що в період активного збільшення «плями» зносу  $T = (0,14 \dots 0,72)T_{max}$  для модернізованого лопатевого колеса знос знижується в 1,55... 2,03 рази внаслідок більш рівномірного розподілу частинок газодисперсного потоку.

Додатковим підтвердженням рівномірності зносу є положення центру ваги «плями» зносу [1]. Наведеною координатою центру ваги «плями» зносу позначимо:

$$x_{\Pi} = \frac{x_c}{t} \quad (3.6)$$

де  $x_c$  – координата центру тяжіння «плями» зносу, що визначається графічно за фоторезультатами в пакеті SolidWorks,  $t$  – напівширина моделі лопаті (8 мм).

На рис. 3.11 представлено графік зміни наведеної координати центру тяжіння  $x_{\Pi}$  «плями» зносу з плином часу  $T$  для моделей лопатевого колеса до і після модернізації. Кількісна оцінка засвідчила, що в період сталого режиму роботи моделі дробарки  $T > 0,14T_{max}$  для модернізованого лопатевого колеса координата центру тяжіння «плями» зношення не перевищує  $0,025t$ , тоді як для лопатевого колеса первинної форми вона досягає значення  $0,14t$  і більше, тобто



рівномірність розподілу газо-абразивного потоку частинок у барабані з оптимальним положенням лопатей збільшується в 5,6 рази.

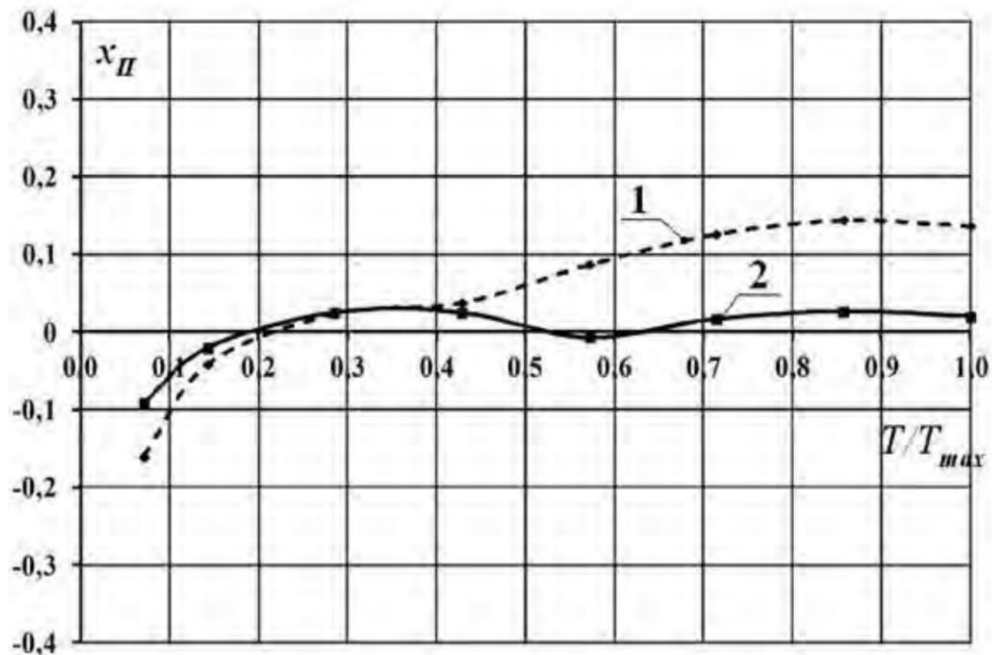


Рис. 3.11. Зміна наведеної координати центру тяжіння  $x_n$  «плями» зносу з плином часу  $T$ : 1 – положення центру тяжіння «плями» зносу до модернізації; 2 – положення центру тяжіння «плями» зносу після модернізації;  $T_{max}$  – повний час проведення моделювання (420 секунд)/

Таким чином, шляхом фізичного моделювання доведено, що оптимальним положенням радіально-спрямованої лопаті колеса є її встановлення під кутом –  $10^\circ$  до вектора кутової швидкості обертання барабана (до поздовжньої осі барабана, що спрямована в протилежний бік всмоктуваного на вході потоку зерна). Це призводить до зниження величини зносу більш ніж у 1,5 рази, а його рівномірність збільшується більш ніж у 5 разів, що неминуче підвищить рівномірність зносу інших робочих органів (молотків, решета, дисків та ін., див. рис. 3.12), тим самим збільшиться довговічність барабана і безвідмовність дробарки в цілому.



Рис. 3.12. Знос внутрішньої робочої поверхні корпусу моделі дробарки серії ДКР: а) – модель барабана дробарки; б) – нерівномірний знос до модернізації; в) – рівномірний знос після модернізації

Також на моделях колеса барабана було досліджено характер зносу за різних кутів нахилу лопатей  $\gamma$  до радіального напрямку дисків (рис. 3.13).

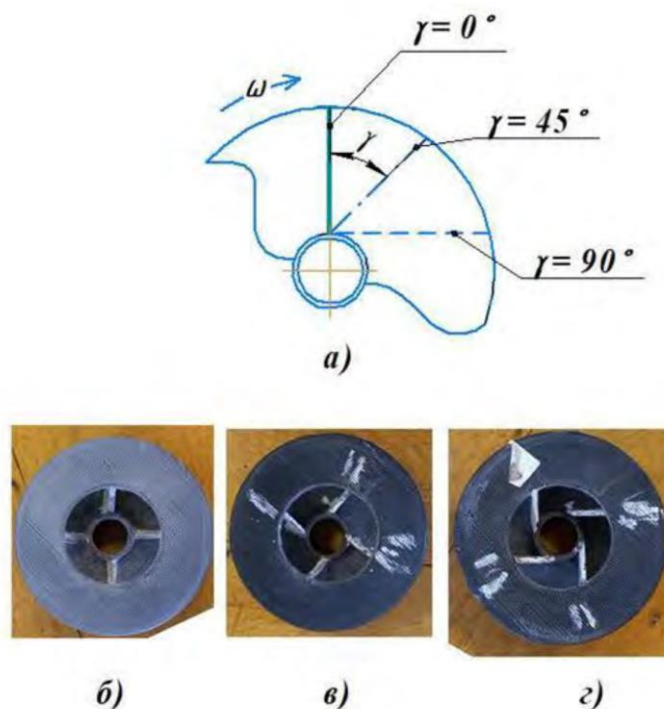


Рис. 3.13. Моделі лопатевого колеса з різними кутами  $\gamma$  до радіального напрямку дисків: а) – схема; б) – модель колеса з  $\gamma = 0^\circ$ ; в) – модель колеса з  $\gamma = 45^\circ$ ; г) - модель колеса з  $\gamma = 90^\circ$

Результати дослідження за  $\gamma = 0^\circ, 45^\circ, 90^\circ$  подано на рис. 3.14.

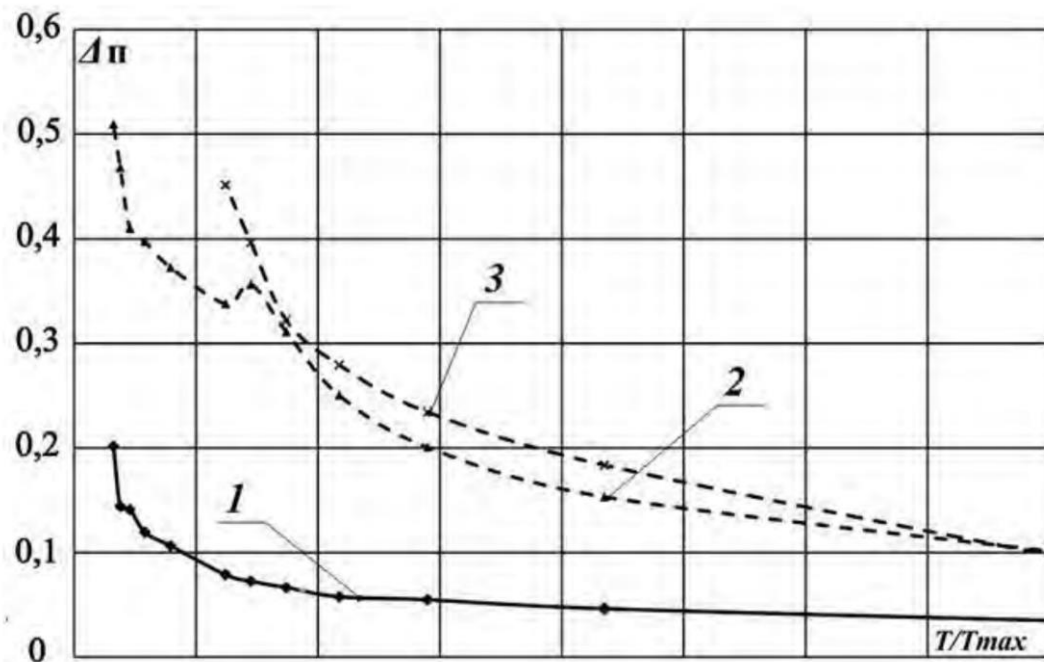


Рис. 3.14. Зміна наведеної величини зносу  $\Delta p$  лопаті залежно від кута нахилу до радіального напрямку дисків з плином часу: 1 – при  $\gamma = 0^\circ$ ; 2 – при  $\gamma = 45^\circ$ ; 3 – при  $\gamma = 90^\circ$

З графіка видно, що при радіальному розташуванні лопаті ( $\gamma = 0^\circ$ ) величина зносу є найменшою (у 2,4...5,7 рази), отже, оптимізація її положення повинна проводитися тільки за кутом нахилу  $\beta$  до вектора кутової швидкості обертання барабана.

### 3.4 Результати виробничих випробувань модернізованого лопатевого колеса

Дослідження зносу лопатей за оптимального положення проводили після натурних випробувань дробарки з модернізованим колесом (рис. 3.15).

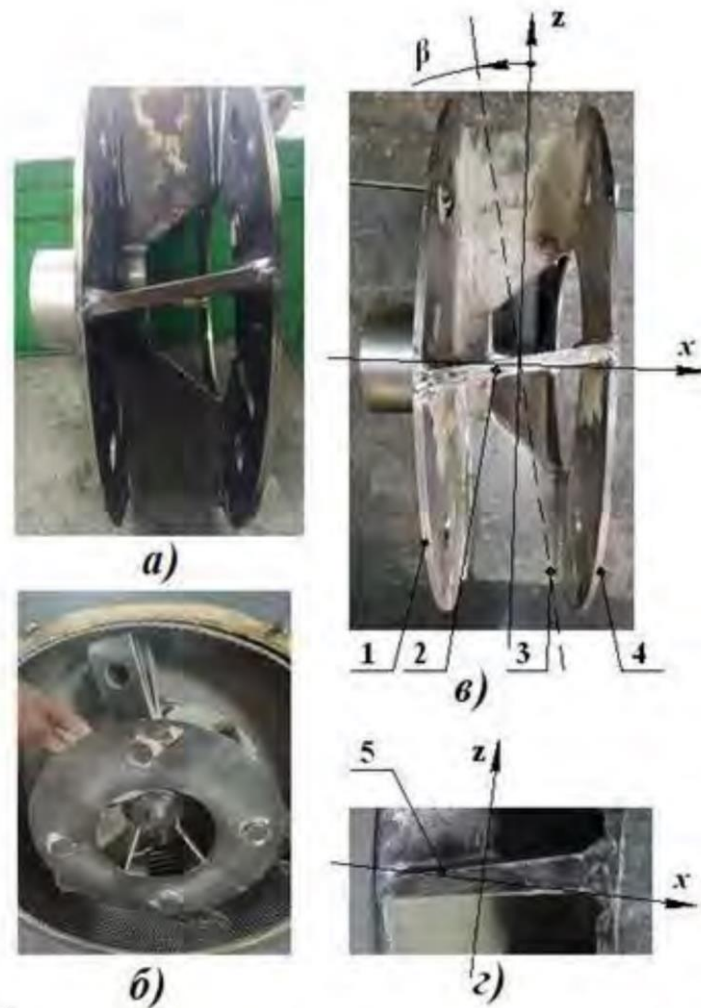


Рис. 3.15. Натурні випробування модернізованого колеса барабана дробарки: а) модернізоване колесо з оптимальним положенням лопатей; б) барабан дробарки з модернізованим колесом після випробувань; в) зношене колесо після випробувань при напрацюванні 720 тон; г) вигляд зовнішнього контуру зношеної лопаті; 1 – задній диск колеса; 2 – лопать; 3 – нормаль до середньої поверхні лопаті; 4 – передній (вхідний диск) колеса;  $\beta = 10^\circ$ ; 5 – зношена поверхня лопаті.

На рис. 3.15 в) і г) показано характер зносу лопаті за оптимального її розташування під середнім значенням кута  $\beta = 10^\circ$  до осі  $x$  колеса після напрацювання 720 тон кормосуміші.

Якісне порівняння перерізу зношеної лопаті до та після оптимізації конструкції колеса барабана за напрацювання дробарки  $700 \pm 20$  т представлено на рис. 3.16.

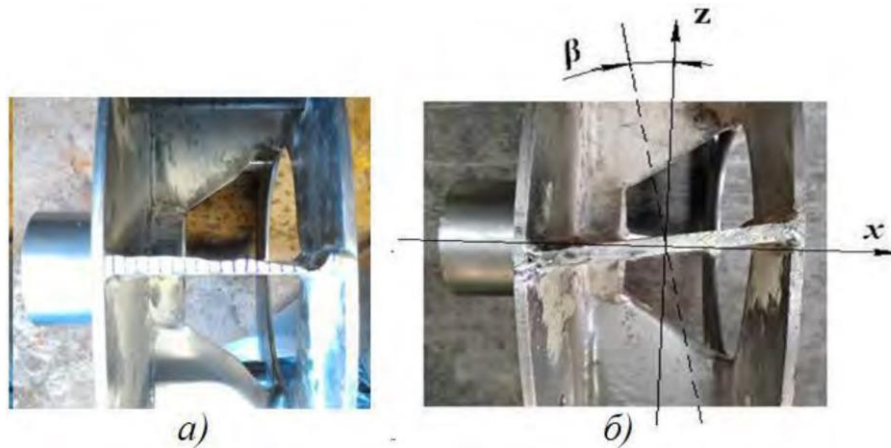


Рис. 3.16. Знос лопаті колеса при напрацюванні дробарки  $700 \pm 20$  тон: а) форма перерізу зношеної лопаті до оптимізації конструкції; б) форма перерізу зношеної лопаті після оптимізації її положення під кутом  $\beta = 10^\circ$ .

Результати замірів зносу і порівняння дослідних даних до і після оптимізації конструкції лопатевого колеса представлені на рис. 3.17.

Випробування показали, що за однакового напрацювання дробарки ( $700 \pm 20$  тон подрібненого фуражного зерна) до і після модернізації колеса шляхом оптимізації положення лопаті можна домогтися більш рівномірного зносу її поверхні.

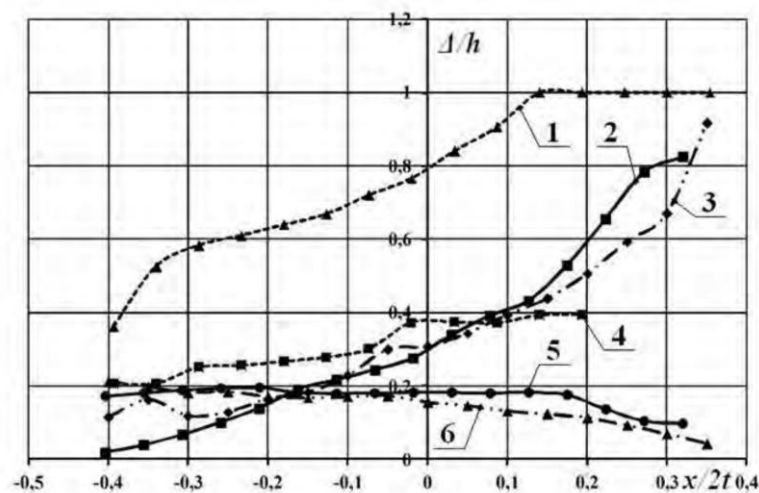


Рис. 3.17. Середня величина відносного зносу до і після модернізації лопатевого барабана: 1, 4 – середній знос лопаті на внутрішньому контурі до і після оптимізації відповідно; 2, 5 – середній знос лопаті в середньому перерізі до і після оптимізації відповідно; 3, 6 – середній знос лопаті на зовнішньому контурі до і після оптимізації відповідно.

Так, відносний знос  $\Delta/h$  по внутрішньому контуру лопаті до модернізації змінюється в межах від 0,362 до 1,0, тобто «нерівномірність»  $\lambda_0$  зносу становить  $\lambda_0 = ((\Delta/h)_{\max} - (\Delta/h)_{\min}) 100\% = 63,8\%$ , після модернізації –  $\Delta/h = 0,174...0,395$ ; «нерівномірність» зносу  $\lambda_1 = 22,1 \%$ . Оцінку підвищення показників надійності (довговічність і безвідмовність) під час модернізації проведемо за відносною величиною  $\epsilon = \lambda_0 / \lambda_1 = 2,8$  рази, яка показує, у скільки разів збільшується ресурс колеса (підвищення ефективності робочої поверхні лопаті).

За середнім перерізом лопаті маємо: до модернізації  $\Delta/h = 0,019...0,825$ ;  $\lambda_0 = 80,6 \%$ ; після модернізації  $\Delta/h = 0,099...0,196$ ;  $\lambda_1 = 9,7 \%$ ;  $\epsilon = 8,3$  рази.

За зовнішнім контуром лопаті маємо: до модернізації  $\Delta/h = 0,115...0,917$ ;  $\lambda_0 = 80,2 \%$ ; після модернізації  $\Delta/h = 0,043...0,213$ ;  $\lambda_1 = 17 \%$ ;  $\epsilon = 4,7$  рази.

Тобто внаслідок зміни конструкції колеса барабана шляхом оптимізації положення лопатей можна збільшити довговічність дробарки більш ніж утричі.

### **Висновки по розділу**

За оптимального положення лопаті під кутом  $\beta = 10^\circ$  до осі колеса барабана дробарки контактні максимальні дотичні напруження розподілені практично рівномірно, що підтверджує висновки теоретичного дослідження. Рівномірний контактний напружений стан призведе до рівномірного зносу робочої поверхні лопаті і як наслідок, до збільшення її довговічності.

Випробування на геометрично подібній моделі колеса показали, що при розташуванні лопаті в радіальному напрямку дисків за  $\gamma = 0^\circ$  величина зносу в 2,4...5,7 рази нижча порівняно з іншими кутами  $\gamma$ , отже, оптимізація її положення повинна проводитися тільки за кутом нахилу  $\beta$  до вектора кутової швидкості обертання барабана.

Фізичне моделювання на лабораторній установці з оптимальним розташуванням лопатей у радіальному напрямі колеса під кутом  $\beta$ , що дорівнює мінус  $10^\circ$  до поздовжньої осі барабана, спрямованої в протилежний бік

всмоктуваного на вході потоку газо-абразивних частинок, підтвердило зниження величини зносу більш ніж у 1,5 рази, а його рівномірність збільшується більш ніж у 5 разів.

Виробничі випробування модернізованої дробарки показали, що довговічність лопатевого колеса збільшується у 2,8...8,3 рази. Тобто внаслідок зміни конструкції колеса шляхом оптимізації положення лопатей збільшується безвідмовність барабана більш ніж у 3 рази, що неминуче підвищує надійність дробарки в цілому.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Розроблено установку для дослідження напруженого стану в плоскій прозорій моделі перерізу лопаті колеса барабана на основі лазерного полярископа ЛП-1 і методу визначення максимальних дотичних напружень на поверхні моделі лопаті з оптично малочутливого матеріалу - органічного скла. З аналізу механічних властивостей органічного скла можна стверджувати, що граничні стискальні напруження в моделях не повинні перевищувати значення 9,45 МПа (граничні максимальні дотичні напруження 4,72 МПа), інакше може відбуватися розбіжність теоретичних і експериментальних результатів унаслідок появи пластичних зон.

Порівняльний аналіз теоретичної епюри контактних максимальних дотичних напружень з експериментальними даними, отриманими на установці з лазерним полярископом ЛП-1 показав, що теоретична крива перебуває в межах довірчого інтервалу  $\pm 5\%$  експериментальної епюри.

Цей висновок доводить адекватність теоретичної моделі напруженого стану на робочій поверхні лопаті. При оптимальному положенні лопаті під кутом  $\beta = 10^\circ$  до осі колеса барабана дробарки контактні максимальні дотичні напруження розподілені практично рівномірно, що підтверджує висновки теоретичного дослідження. Рівномірний контактний напружений стан призведе до рівномірного зносу робочої поверхні лопаті і, як наслідок, до збільшення її довговічності.

Фізичне моделювання на лабораторній установці з оптимальним розташуванням лопатей у радіальному напрямі колеса під кутом  $\beta$ , що дорівнює мінус  $10^\circ$  до поздовжньої осі барабана, спрямованої в протилежний бік потоку газо-абразивних частинок, що всмоктується на вході, підтвердило зниження величини зносу робочих поверхонь барабана більш ніж у 1,5 рази, а його рівномірність збільшується більш ніж у 5 разів. Фізичне моделювання на 3D-



моделі дробарки дає змогу проводити прискорені випробування, вартість яких у 10 разів нижча, як порівняти з випробуваннями на реальному прототипі.

Виробничі випробування модернізованої дробарки показали, що довговічність лопатевого колеса збільшується у 2,8...8,3 рази. Таким чином, шляхом зміни конструкції колеса барабана – оптимізацією положення лопатей можна домогтися збільшення безвідмовності барабана більш ніж у 3 рази, що неминуче підвищує надійність дробарки в цілому.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Калетник Г. М., Кулик М. Ф., Петриченко В. Ф. Основи перспективних технологій виробництва продукції тваринництва. Вінниця. 2007. 584 с.
2. Борак К. В. Комплексний підхід підвищення довговічності та зносостійкості робочих органів ґрунтообробних машин : дис. ... д-ра. техн. наук : 05.05.11 / Поліський національний університет, м. Житомир. 2021. 380.
3. Бойко А. І., Новицький А. В., Морозовська З. А. Аналіз конструктивних рішень решіт зернодробарок, направлених на підвищення їх довговічності. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. К.: НУБіП України, 2014. Вип. 196, Ч. 2. С. 212 – 215.
4. Dvoruk V. I., Borak K. V., Dobransky S. S. Effect of doping chromium structural steel at its abrasive wear resistance after heat treatment. Проблеми трибології. 2014. № 2. С. 24–28.
5. Dvoruk V.I., Borak K.V., Buchko I.A. Kirienko N.A. Influence of Soil Type on Breaking of Low-Alloy Steels during Wear. Journal of Friction and Wear, 2022, 43(6), pp. 383–390.
6. Dvoruk V.I., Borak K.V., Buchko I.O. Destruction of Steel Hardened by High-Speed Electrothermal Treatment during Sliding Friction on a Non-Rigidly Fixed Abrasive. Journal of Friction and Wear, 2022, 43(3), pp. 167–173.
7. Dvoruk V.I., Borak K.V., Buchko I.O., Dobranskiy, S.S. Destruction of Strain Hardened Steel Upon Abrasive Wear. Journal of Friction and Wear, 2021, 42(3), pp. 178–184.
8. Бойко А. І., Морозовська З. А. Стан проблеми і шляхи підвищення довговічності решіт дробарок. Вісник Житомирського національного агротехнічного університету. Житомир: ЖНАЕУ, 2014. Вип. № 2 (45), Т. 4, Ч. 1. С. 153 – 157.

9. Boyko A. I., Fedchenko Z. A. Analysis of work conditions and causes wear holes separating sieves in service. Збірник наукових праць. Серія: Галузеве машинобудування, будівництво. Полтава, 2017. Вип. 1 (48). С. 34 – 40.
10. Rogovskii, I. L., Borak, K. V., Maksimovich, E. Yu., Smelik, V. A., Voinash, S. A., Maksimovich, K. Yu., & Sokolova, V. A. (2020). Wear resistance of blade and disc working bodies of tillage tilling machines hardened by electrodes. T-series. Journal of Physics : Conference Series. 1679 (4), art. №. 042084.
11. Новицький А. В., Морозовська З. А. Бездушний П. М., Харьковський І. С. Проблема забезпечення надійності кормопріготувальних машин. Перспективи та тенденції розвитку конструкції сільськогосподарських машин та знарядь: І Всеукраїнська науково-практична конференція студентів та молодих науковців. м. Житомир, 16-17 жовтня 2014 р.: тези доповідей. Житомир, 2014. С. 46.
12. Новицький А. В. Підвищення безвідказності кормодробарок конструкторсько-технологічними методами на основі структурного аналізу їх надійності: дис. ... кандидата технічних наук : 05.05.11 / Новицький Андрій Валентинович ; Національний аграрний університет. Київ, 2001. 190 с.
13. Бойко А. І., Новицький А. В. Підвищення надійності кормодробарок та подрібнювачів. Механізація сільськогосподарського виробництва. Київ : НАУ, 1997. Т. III. С. 6 – 8.
14. Подпряттов Г. І. Технологія обробки, переробки зерна та виготовлення хлібопекарської продукції. Київ : НАУ, 2000. 126 с.
15. Соломка О. В. Аналіз процесу подрібнення зернових матеріалів. Вісник Харківського національного технічного університету ім. Петра Василенка. Харків, 2009. Вип. 78. С. 132 – 140.
16. Борак К. В., Куликівський В. Л. Матеріалознавство та технологія конструкційних матеріалів. Ч. 1: Теоретичні основи матеріалознавства : навч. посіб. Житомир : Поліський нац. ун-т, 2024. 101 с.

17. Куликівський В.Л., Литвинчук Д.А. Основні причини відмов і підвищення надійності молоткових дробарок. Сучасні вектори розвитку аграрної науки: матеріали Міжнародної науково-практичної конференції (ХДАЕУ, 17-18 вересня 2024 року). Херсон: ХДАЕУ, 2024. С. 355-358.

18. Савченко В.М., Кравченко Д.С., Литвинчук Д.А. Класифікація обладнання для підготовки зерна до згодовування тваринам. Збірник тез доповідей XXV Міжнародної наукової конференції "Сучасні проблеми землеробської механіки" (17–19 жовтня 2024 року). МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України. Київ. 2024. С. 419-422.

19. Савченко В.М., Кравченко Д.С., Литвинчук Д.А. Класифікація обладнання для підготовки зерна до згодовування тваринам. XIII Міжнародна науково-технічна конференція «Технічний прогрес у тваринництві та кормовиробництві». (01-18 жовтня 2024 р.). <http://animal-conf.inf.ua/conf.html> (дата звернення 01.12.2024).