

**Міністерство освіти і науки України**  
**Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя**

**Інженерії машин, споруд та технологій**

(повна назва факультету)

**Технічної механіки та сільськогосподарських машин**

(повна назва кафедри)

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

на здобуття освітнього ступеня

**магістр**

(назва освітнього ступеня)

на тему: **Підвищення ефективності молотильно-сепаруючого пристрою  
зернозбирального комбайну з дослідженням вала верхнього вальця**

Виконав(ла): студент(ка) 2 курсу, групи МГм-61  
спеціальності 208

**Агроінженерія**

(шифр і назва спеціальності)

Чомко В.В.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник Олексюк В.П.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Нормоконтроль Сташків М.Я.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри Бабій А.В.  
(підпис) (прізвище та ініціали)

Рецензент   
(підпис) (прізвище та ініціали)

Тернопіль  
2025

Міністерство освіти і науки України  
**Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя**

Факультет Інженерії машин, споруд та технологій  
(повна назва факультету)

Кафедра Технічної механіки та сільськогосподарських машин  
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри

|  |  |          |                        |
|--|--|----------|------------------------|
|  |  |          | Бабій А.В.             |
|  |  | (підпис) | (прізвище та ініціали) |

«    »                      20\_\_ р.

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

на здобуття освітнього ступеня магістр  
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю 208 Агроінженерія  
(шифр і назва спеціальності)

студенту Чомко Віктору Володимировичу  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Підвищення ефективності молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайну з дослідженням вала верхнього вальця

Керівник роботи Олексюк Василь Петрович, к.т.н., доцент  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 14 » листопада 2025 року № 4/7-969

2. Термін подання студентом завершеної роботи 22 грудня 2025 року

3. Вихідні дані до роботи

Базова конструкція молотильно-сепаруючого пристрою», ширина захвату – 7 м,  
продуктивність комбайну – 10 т/год, робоча швидкість – до 8 км/год.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

Реферат. Вступ. 1. Загально-технічний розділ. 2. Аналітико-дослідницький розділ.

3. Проектно-рекомендаційний розділ. 4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.  
Загальні висновки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

1. Аналіз конструкцій молотильно-сепаруючих пристроїв зернозбиральних комбайнів.

2. Зернозбиральний комбайн GS07. Загальний вигляд. 3. Апарат молотильний. Загальний  
вигляд. 4. Валець верхній. Складальне креслення. 5. Розрахункові схеми.

6. Деталювання. 7. Аналіз НДС вала верхнього вальця. 8. Результати досліджень.

## 6. Консультанти розділів роботи

| Розділ                                            | Прізвище, ініціали та посада консультанта | Підпис, дата   |                  |
|---------------------------------------------------|-------------------------------------------|----------------|------------------|
|                                                   |                                           | завдання видав | завдання прийняв |
| Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях | Сенчишин В.С., доцент                     |                |                  |
|                                                   | Стручок В.С., ст.викл.                    |                |                  |

7. Дата видачі завдання

14.11.2025 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № з/п | Назва етапів роботи                               | Термін виконання етапів роботи | Примітка |
|-------|---------------------------------------------------|--------------------------------|----------|
| 1     | Загально-технічний розділ                         | 30.11.2025 р.                  |          |
| 2     | Аналітико-дослідницький розділ                    | 15.11.2025 р.                  |          |
| 3     | Проектно-рекомендаційний розділ                   | 30.11.2025 р.                  |          |
| 4     | Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях | 10.12.2025 р.                  |          |
| 5     | Реферат. Вступ. Висновки                          | 15.12.2025 р.                  |          |
| 6     | Ілюстративна частина. Специфікації                | 20.12.2025 р.                  |          |
|       |                                                   |                                |          |
|       |                                                   |                                |          |
|       |                                                   |                                |          |
|       |                                                   |                                |          |
|       |                                                   |                                |          |
|       |                                                   |                                |          |
|       |                                                   |                                |          |
|       |                                                   |                                |          |
|       |                                                   |                                |          |
|       |                                                   |                                |          |
|       |                                                   |                                |          |

Студент

(підпис)

Чомко В.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Олексюк В.П.

(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

**Автор роботи** – Чомко Віктор Володимирович.

**Тема роботи** – «Підвищення ефективності молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайну з дослідженням вала верхнього вальця».

Робота виконана на кафедрі технічної механіки та сільськогосподарських машин Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя.

**Керівник роботи** – Олексюк Василь Петрович, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин.

### **Актуальність теми роботи**

Зернозбиральні комбайни є універсальними високопродуктивними машинами, проте їх базові молотильно-сепаруючі системи розраховані насамперед на роботу із зерновими культурами.

Під час збирання насінників багаторічних трав у молотильно-сепаруючому апараті виникають особливі режими роботи: зменшується маса подавання, збільшується частка листостеблової маси, зростає ризик травмування насіння та втрат через надмірну інтенсивність обмолоту. Це вимагає адаптації конструкції та режимів роботи ключових робочих органів, насамперед молотильного барабана, підбарабання, системи сепарації та шнеково-вальцьових механізмів.

Тому важливим завданням є удосконалення конструктивних і технологічних елементів збиральних машин для мінімізації втрат та забезпечення високої якості насіння.

### **Мета роботи**

Метою роботи є підвищення ефективності роботи молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайну при збиранні насінників багаторічних трав шляхом наукового обґрунтування параметрів і режимів роботи вала верхнього вальця та визначення оптимальних умов його взаємодії з рослинною масою.

## **Об'єкт, методи та джерела дослідження**

*Об'єкт дослідження.* Молотильно-сепаруючий пристрій зернозбирального комбайну «Полісся» при його роботі під час збирання насінників багаторічних трав.

*Предмет дослідження.* Закономірності впливу конструктивних параметрів та режимів роботи вала верхнього вальця на якість процесу збирання насінників багаторічних трав

*Методи дослідження.* Аналітичні, експериментальні, математичного моделювання.

### **Отримані результати:**

- проведено аналіз молотильно-сепаруючих пристроїв зернозбиральних комбайнів;
- ґрунтуючись на аналізі будови молотильно-сепаруючих пристроїв та даних про технологічні процеси збирання насінників багаторічних трав здійснено обґрунтування теми кваліфікаційної роботи магістра;
- досліджено роботу вала верхнього вальця молотильно-сепаруючого апарату з метою визначення оптимальних параметрів та робочих режимів верхнього вальця молотильно-сепаруючого пристрою комбайну GS07 «Полісся» для роботи з насінниками багаторічних трав;
- проведено розрахунок конструктивних та технологічних параметрів молотильно-сепаруючого пристрою;
- здійснено аналіз напружено-деформованого стану валу верхнього вальця;
- розглянуто вимоги охорони праці при експлуатації зернозбирального комбайну GS07 «Полісся»;
- проаналізовано небезпечні та шкідливі виробничі фактори при збиранні урожаю зерна.

### **Практичне значення отриманих результатів.**

Запропоновано удосконалення молотильно-сепаруючого пристрою вальцювого типу з еластичною рифленою робочою поверхнею для зернозбирального комбайну.

Встановлено оптимальні режими роботи верхнього вальця (частота

обертання, притискне зусилля, тип поверхні), які забезпечують: підвищення повноти вимолоту, зменшення травмування насіння, зниження втрат та осипання.

**Апробація.** Окремі результати роботи доповідались VIII Міжнародній студентській конференції „Природничі та гуманітарні науки“, Тернопіль, 24-25 квітня 2025 року.

**Структура роботи.** Робота складається з розрахунково-пояснювальної записки та графічної частини. Розрахунково-пояснювальна записка складається з вступу, 4 розділів, висновків, переліку посилань та додатків. Обсяг роботи: розрахунково-пояснювальна записка – 67, додатки – 9 арк. формату А4, ілюстративний матеріал – 15 арк. формату А4.

**Ключові слова:** молотильно-сепаруючий пристрій, верхній валець, травмування насіння, повнота вимолоту, зернозбиральний комбайн.

## УМОВНІ ПОЗНАЧЕННЯ

$R$  – середній радіус розраховуваних вальців, м;

$q$  - кут захвату вальцями частки матеріалу, град;

$r_k$  - середній радіус розглядуваної коробочки льону, м;

$\varphi$  - кут тертя оброблюваного матеріалу по робочій поверхні вальців, град;

$q_B$  - подача вороху із насінням у молотильний апарат за одиницю часу, яка припадає на одиницю довжини поверхні вальця, кг/с×м;

$q_M$  - пропускна здатність молотильного апарату вальцевого типу, кг/с×м;

$v_{cp}$  - середня швидкість руху вороха в зоні для обмолочення, м/с;

$h$  - висота рифів вальця, м;

$\bar{l}$  - ширина основи рифів вальця, м;

$\delta$  – значення величини зазору між вальцями, м;

$\gamma$  - густина вороха, що поступає на обмолочення, кг/м<sup>3</sup>;

$\omega'_1, \omega'_2$  - кутові швидкості обертання 1-го та 2-го вальців, відповідно с<sup>-1</sup>;

$R_1, R_2$  – радіуси 1-го і 2-го вальців, відповідно, м;

$q_m$  - пропускна здатність молотильного пристосування, кг/с;

$\overset{\zeta}{l}$  - довжина твірної робочої поверхні вальця, м;

$\varepsilon$  - коефіцієнт, який враховує використання ширини молотильного зазору вальців;

$\eta$  - коефіцієнт, який враховує пробуксовування вальців за масою;

$n_p$  - число виступів і впадин на робочій поверхні вальця, шт.;

$r$  - радіус заокруглення виступів і впадин, м;

$v_1, v_2, v_3, v_4, v_5$  - відповідно, лінійні швидкості поверхонь вальців з меншим і більшим значенням частоти обертання, м/с;

$R_k$  - радіус коробочки льону, м;

$R_1$  і  $R_2$  - середні радіуси молотильних вальців, м;

$V_{cp}$  - середня швидкість обертів вальців, які приймають матеріал, об/хв.;

$m$  - маса вальця, кг;

$r_2$  - радіус інерції вальця (враховуючи, що валець є однорідним циліндром), мм;  
 $\omega$  - кутова швидкість обертів 5-го вальця,  $\text{с}^{-1}$ ;  
 $\epsilon$  - кут охоплення вальця обмолочуваними стеблами, град;  
 $P_1$  Equation.DSMT4 ,  $P_2$  Equation.DSMT4 ,  $P_3$  Equation.DSMT4 ,  $P_4$  Equation.DSMT4 ,  $P_5$  Equation.DSMT4 , - відповідно потужності, що припадають на вагу 1-го, 2-го, 3-го, 4-го і 5-го вальців, Вт ;  
 $T_i$  - крутний момент і-го вальця,  $\text{Н}\times\text{м}$ ;  
 $T_{nc}$  - момент сил на вальці, який виникає від дії сил корисного опора,  $\text{Н}\times\text{м}$ ;  
 $F_i$  - дотична сила на вальці, яка виникає внаслідок тертя вальця по стеблах, Н;  
 $N_i$  - сила реакції, що діє на матеріал з сторони вальця , Н;  
 $S$  - величина площі контакту вальця з матеріалом, що обмолочується,  $\text{мм}^2$ .  
 $j$  - кут тертя резини по соломі, град;  
 $z_1$  - число зубців меншої зірочки;  
 $[p]$  – значення допустимого тиску, що припадає на одиницю опорної поверхні шарніра, приймемо, МПа;  
 $m$  - число рядів ланцюга;  
 $K_9$  - коефіцієнт, що враховує спосіб монтажу та умови експлуатації ланцюгової передачі;  
 $k_d$  - динамічний коефіцієнт;  
 $k_a$  - коефіцієнт, який враховує вплив міжосьової відстані;  
 $k_n$  - коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу ланцюга;  
 $k_p$  - коефіцієнт, котрий враховує спосіб регулювання натягу ланцюга;  
 $k_{cm}$  - коефіцієнт, що враховує спосіб змащення ланцюга;  
 $k_n$  - коефіцієнт, який враховує періодичність роботи ланцюга;  
 $F_t$  - колова сила, Н;  
 $d$  - діаметр роликів ланцюга, мм;  
 $q$  - вага 1 м ланцюга,  $\text{кг/м}$ ;  
 $k_f$  - коефіцієнт, що враховує спосіб розміщення ланцюга;  
 $Q$  - руйнівне навантаження, Н;



$k_d$  - коефіцієнт динамічності.

## ЗМІСТ

|                                                                                    |    |
|------------------------------------------------------------------------------------|----|
| <b>Вступ</b> -----                                                                 | 10 |
| <b>1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ</b> -----                                          | 11 |
| 1.1 Аналіз молотильно-сепаруючих пристроїв зернозбиральних комбайнів               | 11 |
| 1.2 Опис зернозбирального комбайну GS07 «Полісся»                                  | 18 |
| 1.3 Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи магістра                             | 21 |
| <b>2. АНАЛІТИКО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ</b> -----                                     | 24 |
| 2.1 Аналіз змін, внесених у конструкцію молотильно-сепаруючого пристрою            | 24 |
| 2.2 Дослідження роботи вала верхнього вальця молотильно-сепаруючого апарату        | 27 |
| <b>3. ПРОЕКТНО-РЕКОМЕНДАЦІЙНИЙ РОЗДІЛ</b>                                          | 34 |
| 3.1 Конструктивні розрахунки молотильно-сепаруючого пристрою                       | 34 |
| 3.2 Технологічні розрахунки молотильно-сепаруючого пристрою                        | 37 |
| 3.3 Розрахунки складових приводу молотильно-сепаруючого пристрою                   | 44 |
| 3.3.1 Розрахунок ланцюгової передачі                                               | 45 |
| 3.3.2 Аналіз напружено-деформованого стану вала верхнього вальця                   | 52 |
| <b>4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ</b>                        | 56 |
| 4.1 Вимоги охорони праці при експлуатації зернозбирального комбайну GS07 «Полісся» | 56 |
| 4.2 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів при збиранні урожаю зерна   | 59 |
| <b>Загальні висновки</b>                                                           | 62 |
| <b>Перелік посилань</b> -----                                                      | 64 |
| <b>Додатки</b> -----                                                               | 67 |

## ВСТУП

Підвищення ефективності процесів збирання насіння багаторічних трав є одним із напрямів розвитку сучасного аграрного виробництва.

Насінники багаторічних бобових і злакових культур (люцерни, конюшини, тонконогу, костриці тощо) відіграють важливу роль у формуванні високопродуктивних пасовищ, кормових угідь та екологічно стійких агроландшафтів. Проте збирання їх насіння залишається технологічно складним процесом, що обумовлено дрібністю насіння, нерівномірністю дозрівання, значною осипальністю та високою чутливістю рослинного матеріалу до механічних впливів.

Одним із важливих елементів молотильно-сепаруючого пристрою, що суттєво впливає на якість процесу обмолоту й подальшої сепарації, є вал верхнього вальця. Параметри цього вала – його матеріал, геометрія, жорсткість, конструкція підшипникових вузлів, частота обертання, структура поверхні – визначають рівномірність захоплення рослинної маси, стабільність її подавання, величину притискного зусилля та інтенсивність взаємодії з робочими органами.

Для насінників багаторічних трав правильне регулювання динамічної взаємодії валів є критично важливим, оскільки дозволяє зменшити пошкодження насіння, забезпечити м'який режим протягування і водночас підтримати продуктивність комбайна.

Тому актуальною науковою задачею є дослідження роботи вала верхнього вальця молотильно-сепаруючого пристрою та обґрунтування можливостей підвищення його ефективності при збиранні насінників багаторічних трав. Адаптація конструктивних параметрів цього елемента до специфічних умов роботи дозволить істотно зменшити втрати насіння та підвищити його посівну якість, а також забезпечити універсальність використання зернозбирального комбайна.

## **1. ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ**

### **1.1. Аналіз молотильно-сепаруючих пристроїв зернозбиральних комбайнів**

Конструктивні системи сучасних зернозбиральних комбайнів провідних світових виробників – MASSEY FERGUSON, AGCO, CLAAS, CNH (CASE–NEW HOLLAND), JOHN DEERE – залежно від типу застосованих молотильно-сепарувальних пристроїв (МСП) класифікують на три основні групи: класичні, роторні та комбіновані [15].

У машинах класичного типу обмолот і первинне сепарування зернової маси здійснюються за допомогою бильного барабана та клавійного соломотряса, які поєднано в єдину технологічну лінію. Така схема передбачає послідовний характер обробки матеріалу.

У роторних комбайнах технологічний процес обмолоту та сепарації відбувається в межах одного механізму, який одночасно виконує обмолот і відокремлення зерна. Завдяки цьому вся хлібна маса, що надходить до модуля обмолоту, проходить повний цикл обробки, що забезпечує максимально повне вилучення зерна. За конструктивними особливостями роторні системи поділяються на варіанти з аксіальною або тангенціальною подачею маси.

У комбінованих молотильно-сепарувальних системах (МСП) обмолот та первинне сепарування виконуються за класичною схемою, тоді як остаточне відокремлення грубого вороху здійснюється за допомогою роторних соломосепараторів з аксіальною подачею маси. Така схема поєднує переваги класичного та роторного способів обробки хлібної маси.

#### **Молотильно-сепаруючі системи комбайнів класичної схеми**

Переважна частина сучасних моделей зернозбиральних комбайнів оснащена молотарками класичного типу [15]. Основним елементом таких молотарок є традиційна молотильно-сепарувальна система (МСС), у структурі якої використовується барабанно-дековий молотильно-сепарувальний пристрій

(МСП) у поєднанні з клавiшним або комбiнованим соломосепаратором. Комбiнованi системи можуть включати роторно-клавiшнi блоки або клавiшнi соломосепаратори, оснащенi рiзними активiзуючими механiзмами для покращення процесiв сепарацiї.

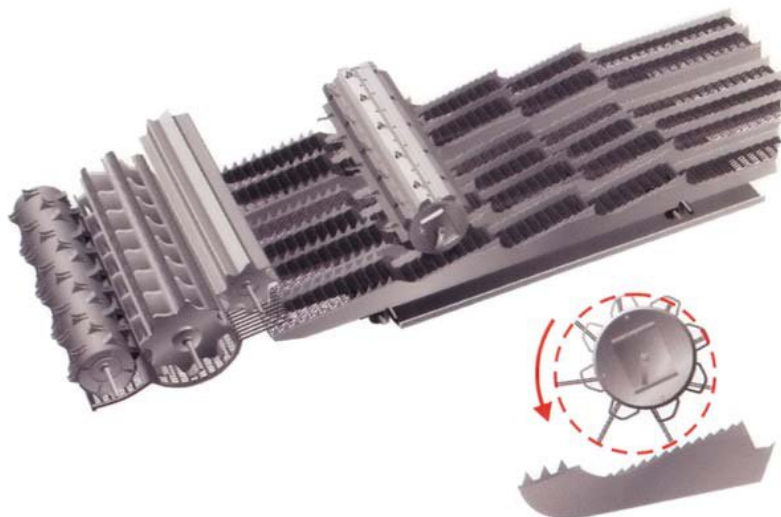


Рисунок 1.1 – Барабанно-дековий МСП с клавiшним соломосепаратором класичних комбайнiв серii LEXION

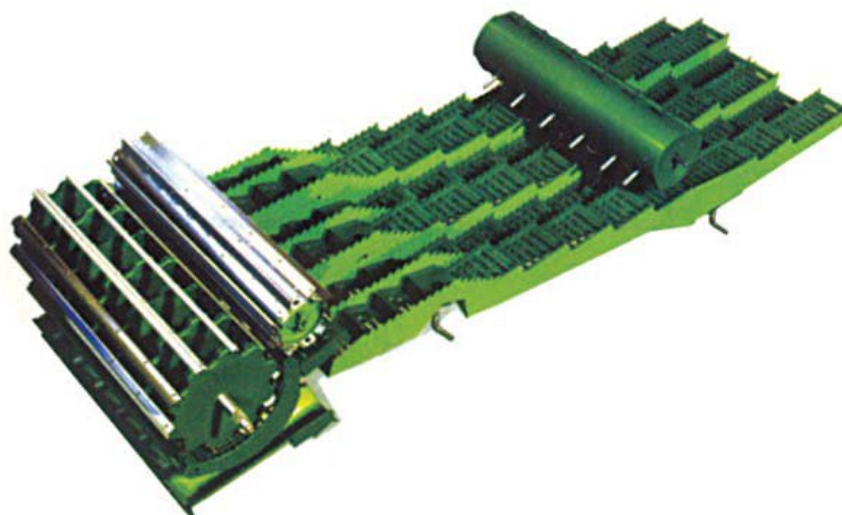


Рисунок 1.2 – Молотильно-сепаруючий пристрiй комбайнiв JOHN DEER серii WTS



Рисунок 1.3 – Молотильно-сепаруючий пристрій комбайнів MASSEY FERGUSON серії ACTIVA

### **Молотильно-сепаруючі пристрої роторних комбайнів**

Сучасні зернозбиральні комбайни, що працюють за класичною схемою, фактично досягли меж своїх габаритних розмірів і конструктивних можливостей. У зв'язку з цим подальший розвиток високопродуктивних моделей відбувається переважно за рахунок впровадження молотильно-сепаруючих систем роторного типу. Завдяки меншим лінійним розмірам такі МСП здатні забезпечувати значно більшу пропускну здатність комбайнів при мінімальних технологічних втратах зерна (до 1%) [15].

Для сучасних роторних машин характерним є поєднання конструктивної простоти, високої надійності та продуктивності. Ці риси визначають технічний рівень нових моделей роторних комбайнів компанії MASSEY FERGUSON, зокрема MF 9690 та MF 9790, у яких реалізовано систему передових технологій ATR, що забезпечує стабільно високі показники обмолоту й сепарації.

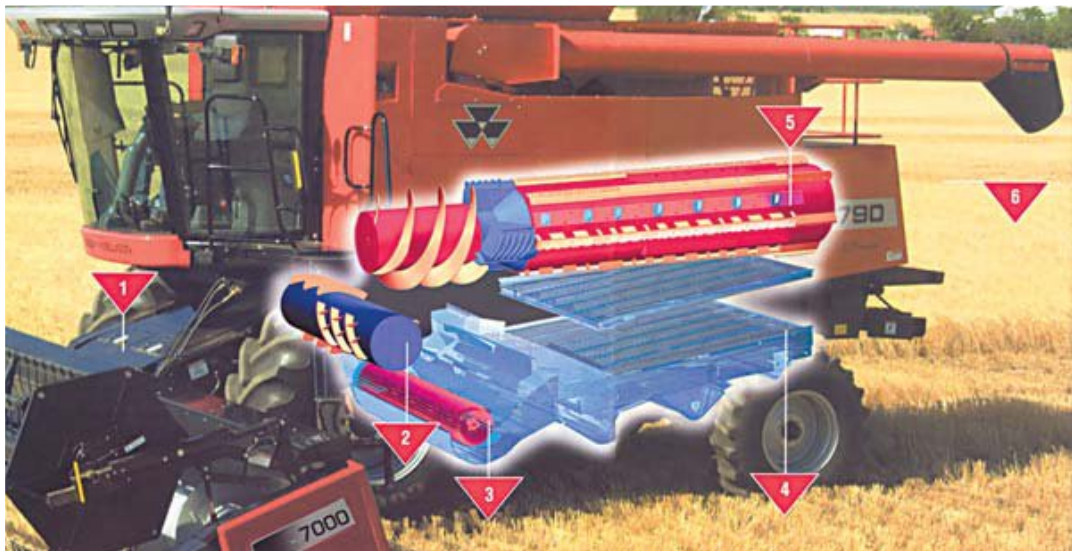


Рисунок 1.4 – Молотильно-сепарирующий пристрій і система очистки зерна комбайнів MASSEY FERGUSON серії 9000



Рисунок 1.5 – Молотильно-сепарирующий пристрій комбайнів NEW HOLLAND серії CR



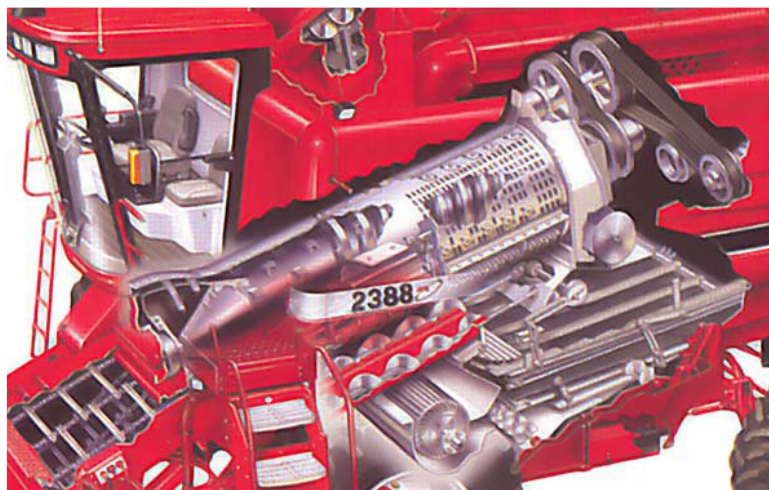


Рисунок 1.6 – Молотильно-сепаруючий пристрій і система очистки зерна комбайнів CASE IH серії AF 2388 и AFX 8010

### **Комбіновані молотильно-сепаруючі пристрої**

У конструкції молотильно-сепаруючих пристроїв комбайнів серії BETA (рис. 1.7) для підвищення їх пропускної здатності застосовано додатковий пальцевий бітер, який установлюють перед транспортерами похилої камери. Його використання забезпечує більш рівномірне розподілення потоку хлібної маси по всій ширині похилої камери та стабільне її подавання до молотильного барабана, що сприяє підвищенню ефективності процесів обмолоту та сепарації зерна.

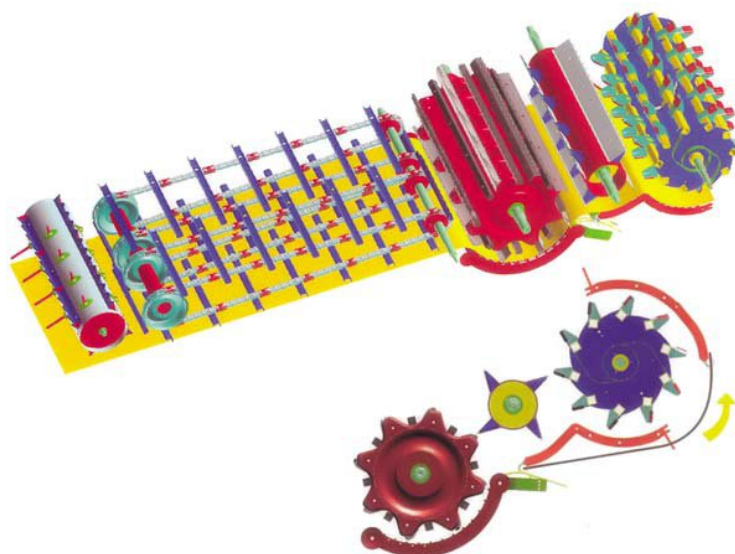


Рисунок 1.7 – Молотильно-сепаруючий пристрій комбайнів MASSEY FERGUSON серії BETA



Для підвищення інтенсивності процесу сепарації у зернозбиральних комбайнах серії CEREА (рис. 1.8) застосовано модернізовану конструкцію підбарабання. Відмінною особливістю такого технічного рішення є збільшені у два рази сепарувальні отвори, розташовані на останніх чотирьох планках підбарабання. Це забезпечує інтенсивніше проходження зернової суміші через робочу поверхню, підвищує ефективність виділення зерна та сприяє зменшенню втрат під час обмолоту.



Рисунок 1.8 – Молотильно-сепаруючий пристрій комбайнів MASSEY FERGUSON сериі CEREА

У комбайнах серії СХ застосовано п'ятиступінчасті двовальні соломотряси, які забезпечують інтенсивніше розосередження та сепарацію соломистої маси. Така конструкція дає змогу підвищити ефективність відділення зерна від грубих рослинних решток за рахунок збільшеної довжини та багатоступінчастої дії робочих органів.

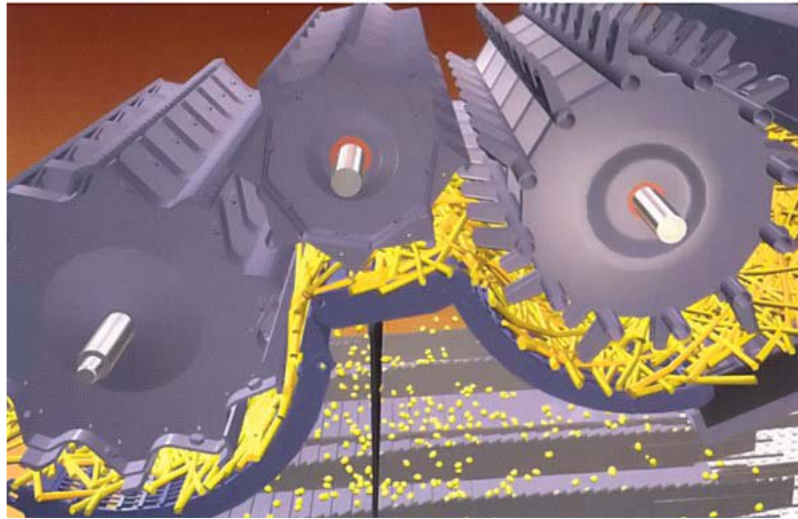


Рисунок 1.9 – Молотильно-сепаруючий пристрій комбайнів NEW HOLLAND серії CX

Отже, молотильно-сепаруючі пристрої сучасних зернозбиральних комбайнів, особливо під час використання їх для збирання насінневих посівів багаторічних трав і льону, мають низку конструктивних та технологічних обмежень. Ці недоліки проявляються у зниженні ефективності вилучення насіння, підвищенні втрат, нестабільності роботи при обробці легкокорушимої та неоднорідної рослинної маси.

У зв'язку з цим виникає необхідність у створенні принципово нових типів молотильно-сепаруючих систем, спеціально адаптованих до вимог переробки насінневого вороху багаторічних трав. Розробка конструкцій МСП нового покоління є актуальним напрямом, який має забезпечити підвищення продуктивності, якість обмолоту та зменшення втрат насіння, а також можливість ефективного використання таких пристроїв у складі зернозбиральних комбайнів.

## 1.2. Опис зернозбирального комбайну GS07 «Полісся»

Комбайн призначений для виконання операцій прямого та роздільного збирання зернових колосових культур. За умови використання спеціалізованих пристроїв машина також може застосовуватися для збирання врожаю ріпаку, зернової частини соняшнику, зернобобових, круп'яних культур, а також для прибирання насінників багаторічних трав і льону.



Рисунок 1.10 – Зернозбиральний комбайн GS07 «Полісся»

Під час роботи комбайн виконує операції зрізування і обмолоту рослинної маси, здійснює сепарацію та очищення зерна, а також накопичує отримане зерно в бункері для подальшого його вивантаження.

Незернова частина врожаю укладається у валки або після подрібнення рівномірно розподіляється по поверхні поля. Пропускна здатність комбайна при збиранні різних сортів пшениці становить приблизно 10–12 кг/с.

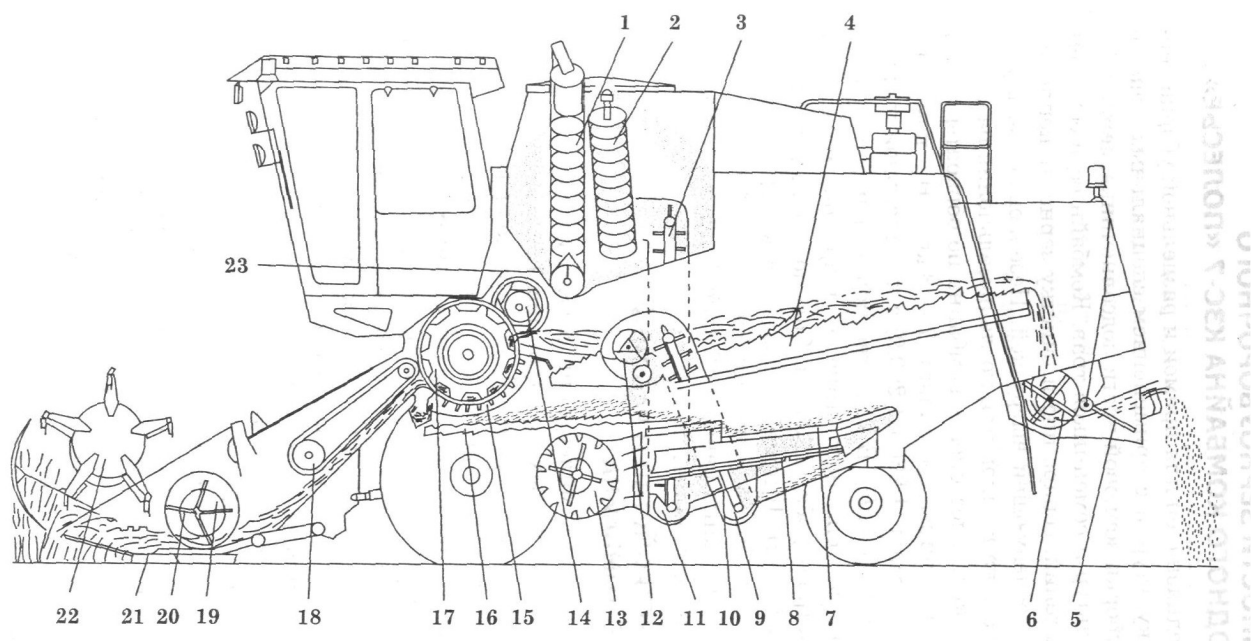
На комбайн установлюють двигуни типу Д-260 (Д-260.9) з номінальною потужністю близько 132 кВт (180 к.с.). Молотильний апарат має бильну схему, ширину 1200 мм і діаметр барабана 800 мм. Соломотряс включає чотири

клавіші завдовжки 4100 мм. Ширина захвату жатки становить 6 м, а об'єм зернового бункера – 5 м<sup>3</sup>. Споряджена маса машини дорівнює приблизно 11,6 т, а орієнтовний термін експлуатації – 10 років [9].

У базовому виконанні комбайн укомплектовано самохідною молотаркою та жаткою для зернових культур (рис. 1.11). Самохідна молотарка містить робочу платформу, кабіну, зерновий бункер, силову установку, вивантажувальний шнек, соломоподрібнювач, систему очищення та соломотряс, молотильний апарат і похилу камеру. До її складу також входять ходова частина з гідроприводом, гідравлічна система рульового керування, силові гідроциліндри, електрообладнання, автоматизована система контролю (АСК) та система приводів робочих органів.

Технологічний процес збирання врожаю комбайном за прямим способом комбайнування відбувається таким чином. Під час руху машини стеблова маса захоплюється граблями мотовила 22 жатки та спрямовується до різального апарата 21. Після зрізування рослин зрізана маса надходить до шнека 19. Спіралі шнека з лівим і правим напрямками обертання переміщують рослинний матеріал до центральної частини жатки, де розташовано пальчиковий механізм 20. Від пальчикового механізму зібрана маса надходить до транспортера похилої камери 18 і далі подається до молотильного апарата 17, у якому відбувається процес вимолочення зерна.

У ході обмолоту зернова маса, полова та дрібна соломиста фракція просипаються крізь отвори підбарабання 15 на струшувальну дошку 16, з якої зернова суміш надходить на решітний стан для очищення. Під час просування суміші по струшувальній дошці відбувається її попереднє фракціонування: зернова частина переміщується донизу, тоді як легші домішки спрямовуються вгору. Додаткове розпушення зернової маси забезпечується проходженням через пальцеві решета.



- 1 - шнек поворотний вивантажний; 2 - шнек завантажувальний зерновий;  
 3 - елеватор зерновий; 4 - соломотряс; 5 - дефлектор; 6 - соломоподрібнювач;  
 7 - верхній решітний стан; 8 - нижній решітний стан; 9 - шнек колосовий;  
 10 - елеватор колосовий; 11 - шнек зерновий; 12 - домолочуючий пристрій;  
 13 - вентилятор; 14 - відбійний бітер; 15 - підбарабання; 16 - струшуюча дошка;  
 17 - апарат молотильний; 18 - транспортер похилої камери; 19 - шнек жатки;  
 20 - пальчиковий механізм; 21 - ріжучий апарат; 22 - мотовило; 23 - шнек бункера горизонтальний

Рисунок 1.11 – Технологічна схема комбайну GS07 «Полісся»

Основний етап очищення зерна виконується на верхніх, нижніх та додаткових решетах, які продуваються потужними повітряними потоками від вентилятора з метою інтенсифікації сепараційного процесу. Повністю очищене зерно надходить через піддон на зерновий шнек 11 і за допомогою зернового елеватора 3 транспортується до бункера для накопичення.

Верхнє решето обладнане подовжувачем, який відокремлює невимолочені колоски. Ці колоски спрямовуються у домолочувальний пристрій 12, після чого повертаються на повторне очищення, що забезпечує мінімальні втрати врожаю.

Після проходження через молотильний апарат соломиста маса подається на соломотряс 4 за допомогою відбійного бітера 14. У процесі струшування на клавішах соломотрясу виділяються залишки зерна, які надходять на повторну



очистку. Солома, переміщуючись клавішами, подається до задньої частини комбайна, де рівномірно викладається на скошене поле. Якщо ж комбайн оснащено соломоподрібнювачем, то солома може або формуватися у валок, або подрібнюватися ротором 6 та через дефлектор 5 розкидатися по поверхні ґрунту.

Полова разом із дрібними легкими домішками виноситься на поле повітряним потоком вентилятора системи очистки.

### **Технічна характеристика зернозбирального комбайну GS07 «Полісся»**

|                                                           |           |
|-----------------------------------------------------------|-----------|
| Продуктивність по зерну за 1 годину основного часу, т/год | 10,0-11,5 |
| Пропускна здатність по хлібній масі, кг/с                 | 7,0-8,0   |
| Об'єм бункера зерна, м <sup>3</sup>                       | 5         |
| Робоча швидкість руху, км/год                             | до 8      |
| Транспортна швидкість руху, км/год                        | до 20     |
| Маса, кг                                                  | 11600     |
| Мінімальний радіус кола повороту, м                       | 7,5       |
| Двигун:                                                   |           |
| Потужність, кВт:                                          |           |
| номінальна                                                | 132       |
| експлуатаційна                                            | 125       |
| Номінальна частота обертання колінчастого вала, об/хв     | 2100      |

### **1.3. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи магістра**

Оскільки природні травостої зазвичай характеризуються невисокою врожайністю, важливість вирощування сіяних багаторічних трав не викликає сумнівів. Для отримання стабільно високих урожаїв трав – як на кормові потреби, так і на насіння – необхідно суворо дотримуватися вимог агротехніки. Особливої уваги потребує високоякісне збирання насіння культурних трав [10].

На сьогодні ефективної, технологічно відпрацьованої та надійної системи заготівлі насіння багаторічних трав фактично не існує. У більшості насінницьких господарств спостерігається відсутність належної спеціалізації. Період досягання насінників багаторічних трав припадає переважно на серпень – час, коли основні ресурси господарств спрямовані на збирання зернових культур. У результаті обмолот насінників багаторічних трав часто розглядається як другорядне завдання. Навіть за найсприятливіших умов на виконання таких робіт виділяють один із зернозбиральних комбайнів.

Однак слід враховувати, що допустимі втрати зерна при роботі вітчизняних зернозбиральних комбайнів становлять 3–4% на гектар. За біологічної врожайності насінників багаторічних трав до 5 ц/га господарство в кращому випадку отримує лише до одного центнера насіння з гектара. Це свідчить про недостатню ефективність використання традиційних зернозбиральних комбайнів для таких специфічних робіт та обґрунтовує потребу у спеціалізованій техніці.

Збільшення інтенсивності насінництва без розширення площ посівів можливе лише за умови впровадження спеціалізованих технологій, що мінімізують втрати насіння під час збирання та первинної переробки насінників багаторічних трав [19].

На підставі проведеного аналізу встановлено низку недоліків у роботі молотильно-сепаруючих пристроїв сучасних зернозбиральних комбайнів, особливо під час їх використання для збирання насіннєвих посівів багаторічних трав і льону. До основних з них належать:

- значний рівень травмування насіння при застосуванні традиційних схем МСП;
- втрати насіння внаслідок неповного обмолочування вороху, що зумовлено істотними відмінностями фізико-механічних властивостей насіннєвих мас багаторічних трав і льону порівняно з ворохом зернових культур;
- підвищена енергоємність процесу обмолочування таких культур.

У зв'язку з цим постає необхідність створення нових за принципом дії та конструктивним виконанням молотильно-сепаруючих пристроїв, спеціально адаптованих для переробки насіннєвого вороху багаторічних трав та льону, а також для їх ефективного застосування у складі сучасних зернозбиральних комбайнів.

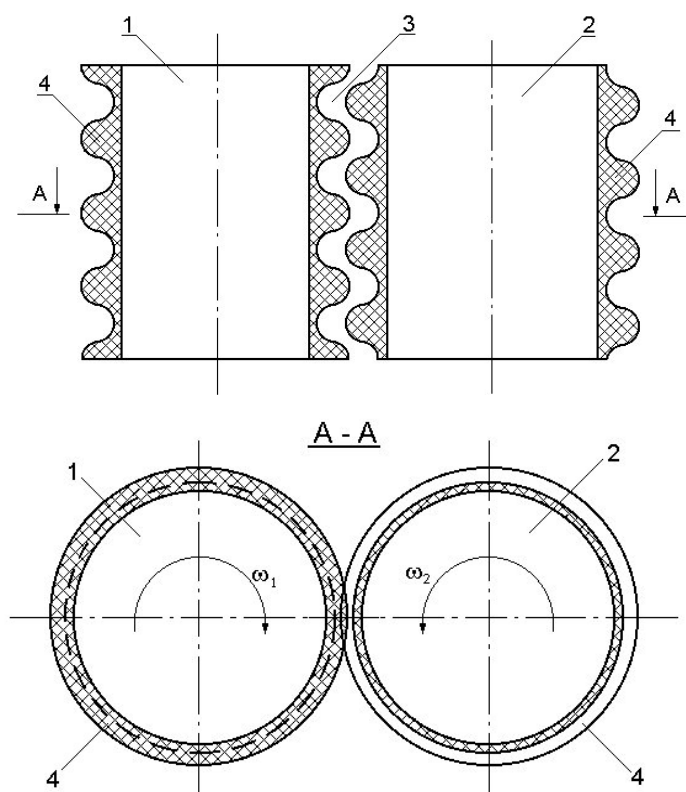
Отже, основною метою дипломної роботи є підвищення ефективності молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайна «Полісся» шляхом його удосконалення та адаптації до умов збирання насінників багаторічних трав, з обґрунтуванням ключових конструктивних і технологічних параметрів модернізованого агрегату.



## 2. АНАЛІТИКО-ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

### 2.1. Аналіз змін, внесених у конструкцію молотильно-сепаруючого пристрою

З метою усунення виявлених недоліків, підвищення продуктивності молотильного пристрою та зменшення рівня травмування насіння було запропоновано застосування молотильного апарата вальцювого типу з еластичними робочими поверхнями.



1 - валець більшого діаметру; 2 - валець меншого діаметру; 3 - молотильний зазор; 4 - еластична рифлена поверхня

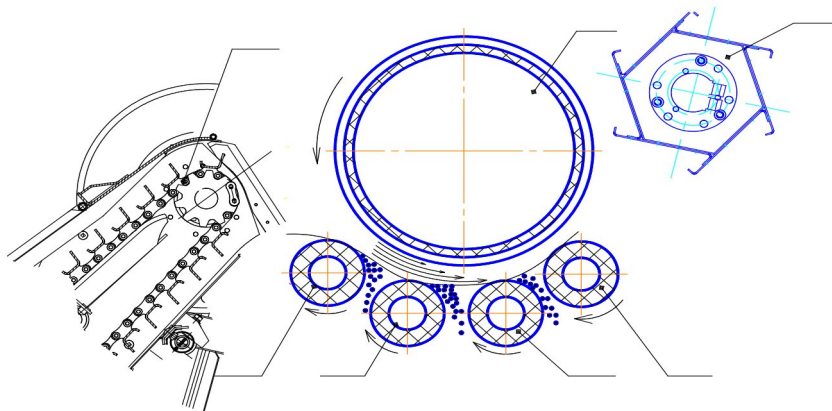
Рисунок 2.1 – Схема молотильного пристрою з еластичною рифленою робочою поверхнею

У конструкції такого молотильного пристрою (рис. 2.1) вальці виконані у формі циліндрів, оснащених рифленнями та еластичними хвилеподібними поверхнями, де впадини плавно переходять у виступи по лінії їхнього стику.

Така форма забезпечує більш м'яку та рівномірну дію на насіннєвий ворох, сприяє зниженню травмування та підвищує ефективність процесу обмолоту.

Рифлення одного вальця входять у западини іншого, утворюючи криволінійний молотильний зазор. Вальці обертаються назустріч один одному з різними кутовими швидкостями. Відстань між їхніми центрами регулюється в необхідних межах, причому нижні вальці додатково оснащені пружинними елементами.

**Принцип роботи молотильного пристрою.** Під час обертання вальця 1 назустріч вальцю 2 з різними кутовими швидкостями матеріал, що надходить у молотильний зазор 3, зазнає поперечного вигинального навантаження під дією сил  $F_1$ ,  $F_2$  і  $F_3$ , а також поздовжнього витирального впливу сил  $F_4$  і  $F_5$ . Сукупність цих сил забезпечує ефективне виділення насіння. Завдяки рифленій поверхні вальців площа контакту збільшується приблизно у  $\pi/2$  рази (рис. 2.1).



1 - валець більшого діаметру; 2,3,4 і 5 - вальці меншого діаметру;  
6 - відбійний бітер; 7 - похила камера

Рисунок 2.2 – Схема молотильного пристрою

Запропонований молотильний пристрій забезпечує підвищення якості обмолоту насіннєвого вороху завдяки поєднанню деформацій матеріалу в

поздовжньому та поперечному напрямках і збільшенню площі контакту вороху з поверхнями вальців у зоні молотильного зазору.

Технологічний процес роботи вальцевого молотильного пристрою з еластичними рифленими робочими поверхнями відбувається таким чином. Валець 1 обертається назустріч вальцям 2, 3, 4 і 5, причому кожен із них має індивідуальну кутову швидкість. У результаті цього на ворох, що подається у молотильний зазор 3 (рис. 2.2), який формується рифленими поверхнями пар вальців 1–2, 1–3, 1–4 та 1–5, діють згинальні зусилля в поперечному напрямі (сил  $F_1$ ,  $F_2$  і  $F_3$ ) та стираючі зусилля в поздовжньому напрямку (сил  $F_4$  і  $F_5$ ). Саме їх сумарна дія забезпечує ефективне вимолочування насіння.

Можливість обертання вальців 2, 3, 4 і 5 з різними кутовими швидкостями створює додаткові сприятливі умови для інтенсивної сепарації вороху. Під час проходження маси між вальцями 1–2, 1–3, 1–4 та 1–5 відбуваються поперемінні відхилення цих вальців, оскільки кожен з них має підпружинений механізм підвіски. За рахунок цього усуваються можливі нещільності прилягання робочих поверхонь, запобігається забиванню молотильного апарата та забезпечується стабільність технологічного процесу.

Загальний вигляд вальцевого молотильного пристрою з еластичними рифленими робочими поверхнями наведено на рисунку 2.3.

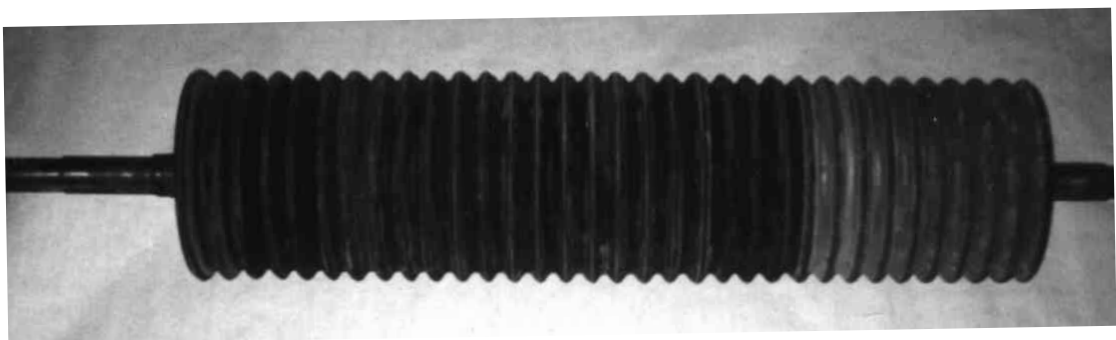


Рисунок 2.3 – Валець з еластичними поверхнями у вигляді рифів

## 2.2. Дослідження роботи вала верхнього вальця молотильно-сепаруючого апарату

Мета досліджень – визначити оптимальні параметри та робочі режими верхнього вальця молотильно-сепаруючого апарату КЗС-7 «Полісся» для роботи з насінниками люцерни, конюшини та тонконогу.

Особливості цих культур: дрібне насіння, висока осипальність, легке травмування при ударних навантаженнях, нерівномірна подача стеблової маси.

Змінні фактори досліджень:

- Швидкість обертання вала верхнього вальця (n, об/хв) – 250, 300, 350, 400.

- Притискне зусилля (N, кПа) – 6, 8, 10.

- Шорсткість та форма поверхні робочої накладки (гладка, рифлена 1.2 мм, рифлена 2.0 мм).

- Вологість рослинної маси (%) – 10–18%.

Оцінювались показники:

- Пошкодження насіння (%)

- Осипання (%)

- Повнота вимолоту (%)

- Втрати після сепарації (%)

### Результати досліджень

#### 1. Вплив швидкості обертання верхнього вальця на якість процесу

Таблиця 2.1 – Вплив частоти обертання на основні показники (N = 8 кПа, рифлення 1.2 мм)

| <i>n, об/хв</i> | <i>Повнота вимолоту, %</i> | <i>Пошкодження насіння, %</i> | <i>Осипання, %</i> | <i>Загальні втрати, %</i> |
|-----------------|----------------------------|-------------------------------|--------------------|---------------------------|
| 250             | 83                         | 2.8                           | 3.4                | 6.2                       |
| 300             | 89                         | 3.6                           | 3.1                | 6.7                       |
| 350             | 92                         | 4.8                           | 3.6                | 8.4                       |
| 400             | 94                         | 7.1                           | 5.3                | 12.4                      |

Аналіз показує, що зміна швидкісного режиму істотно впливає як на повноту вимолоту, так і на травмування й осипання насіння.

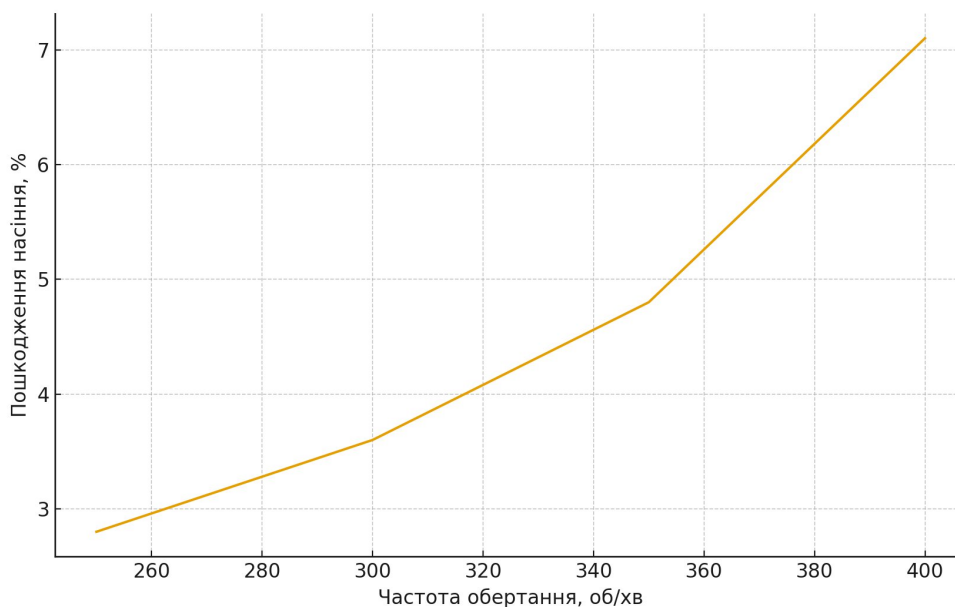


Рисунок 2.4 – Пошкодження від частоти обертання

Пошкодження насіння демонструє різко виражену нелінійну залежність від частоти обертання. У діапазоні 250–350 об/хв цей показник зростає від 2.8% до 4.8%, що можна вважати допустимим для більшості сортів багаторічних трав. Однак при підвищенні швидкості до 400 об/хв відбувається стрімкий ріст травмування до 7.1%, тобто на 47% більше, ніж при 350 об/хв. Це свідчить про надмірно інтенсивний ударний вплив, який вже не відповідає вимогам до делікатного обмолоту насінників.

## 2. Вплив притискного зусилля на процес подачі і травмування насіння

Таблиця 2.2 – Вплив притискного зусилля ( $n = 300$  об/хв, рифлення 1.2 мм)

| <i>Притиск,<br/>кПа</i> | <i>Повнота<br/>вимолоту, %</i> | <i>Травмування,<br/>%</i> | <i>Нерівномірність<br/>подачі <math>K_n</math></i> | <i>Втрати, %</i> |
|-------------------------|--------------------------------|---------------------------|----------------------------------------------------|------------------|
| 6                       | 82                             | 2.1                       | 0.28                                               | 7.8              |
| 8                       | 89                             | 3.6                       | 0.18                                               | 6.7              |
| 10                      | 91                             | 5.4                       | 0.14                                               | 7.4              |

Дані таблиці демонструють чітку залежність показників від зміни притискного зусилля в межах 6–10 кПа.

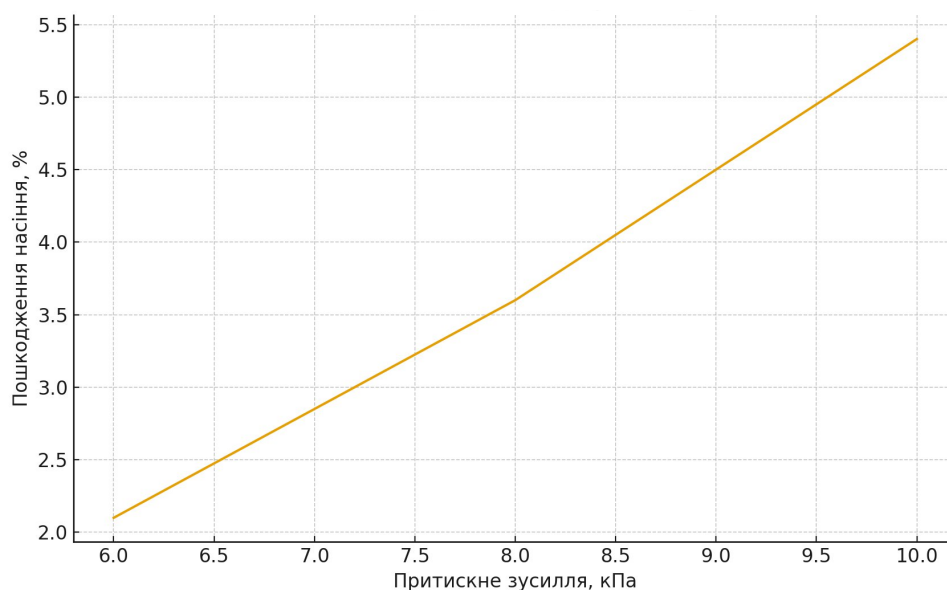


Рисунок 2.5 – Пошкодження від притискного зусилля

Із підвищенням притискного зусилля від 6 до 10 кПа травмування насіння збільшується. Оптимум знаходиться на рівні 8 кПа, коли забезпечується баланс між стабільністю подачі та мінімальним пошкодженням.

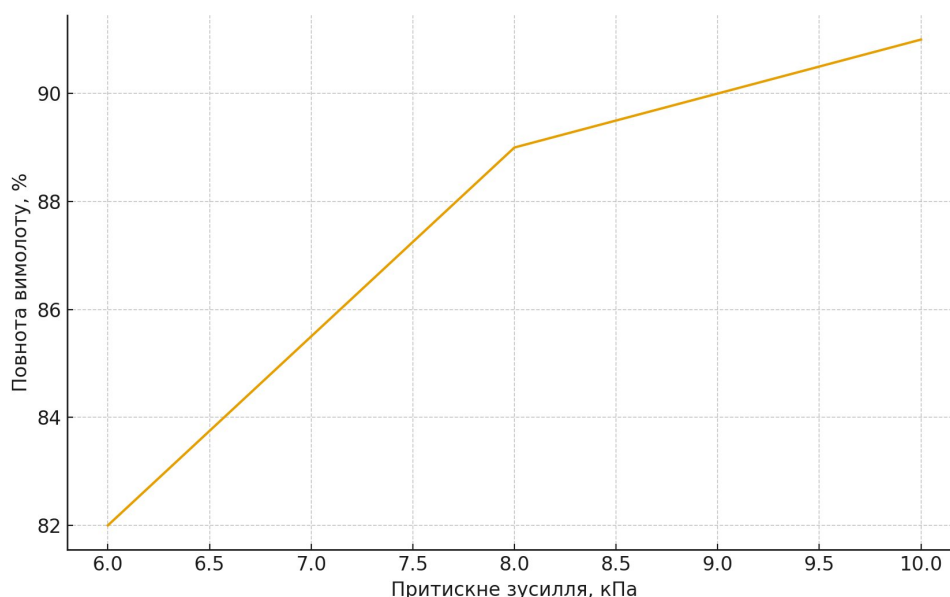


Рисунок 2.6 – Повнота вимолоту від притискного зусилля

Графік демонструє чітко виражену тенденцію підвищення повноти вимолоту зі збільшенням притискного зусилля верхнього вальця. При 6 кПа повнота становить 82%, але зі збільшенням до 8 кПа вона зростає до 89%. Максимальне значення 91% досягається при 10 кПа. Проте подальше підвищення притиску може призвести до збільшення травмування, тому значення 8–9 кПа можна вважати технічно оптимальним.

### 3. Вплив типу поверхні вальця

Таблиця 2.3 – Тип поверхні вальця при  $n = 300$  об/хв,  $N = 8$  кПа

| Поверхня       | Повнота вимолоту, % | Травмування, % | Осипання, % |
|----------------|---------------------|----------------|-------------|
| Гладка         | 82                  | 4.2            | 4.8         |
| Рифлена 1.2 мм | 89                  | 3.6            | 3.1         |
| Рифлена 2.0 мм | 91                  | 6.3            | 3.8         |

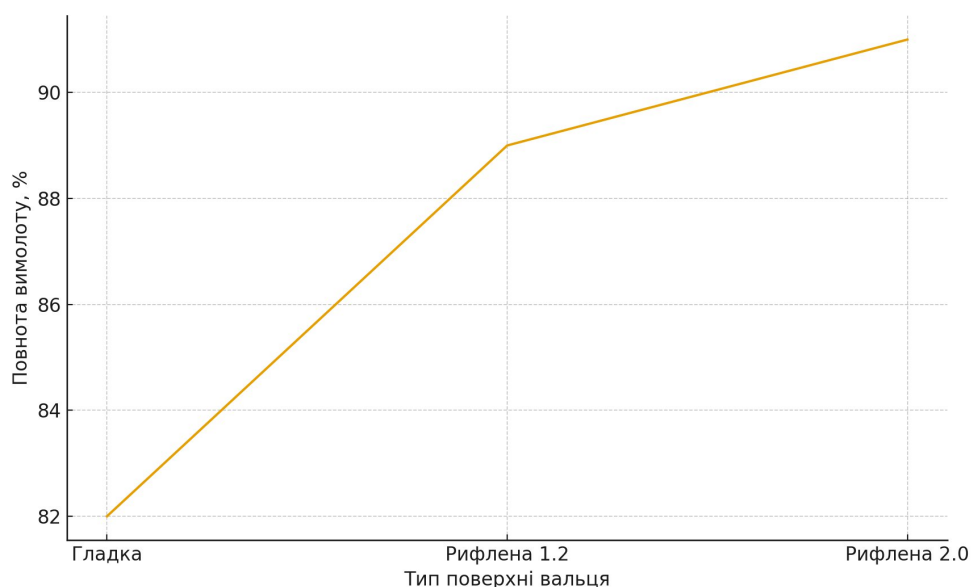


Рисунок 2.7 – Повнота вимолоту залежно від типу поверхні вальця

Графік ілюструє вплив шорсткості та рельєфу поверхні верхнього вальця на повноту вимолоту. Гладка поверхня забезпечує лише 82% вимолоту через недостатнє захоплення маси. Рифлення 1.2 мм підвищує значення до 89%, забезпечуючи оптимальний баланс між інтенсивністю протягування та делікатністю впливу на насіння. Рифлення 2.0 мм дає найвищий показник (91%), однак супроводжується підвищеним травмуванням, що робить його недоцільним для насінників багаторічних трав.

#### 4. Вплив вологості рослинної маси

Таблиця 2.4 – Залежність якості роботи від вологості

| Вологість, % | Повнота вимолоту, % | Травмування, % | Осіпання, % |
|--------------|---------------------|----------------|-------------|
| 10–12        | 92                  | 4.8            | 5.0         |
| 13–15        | 89                  | 3.6            | 3.1         |
| 16–18        | 84                  | 2.5            | 2.8         |

Згідно результатів занадто сухий матеріал (10–12%) сильно осипається,



оптимальна вологість становить 13–15%, вологість вище 16% призводить до падіння повноти вимолоту.

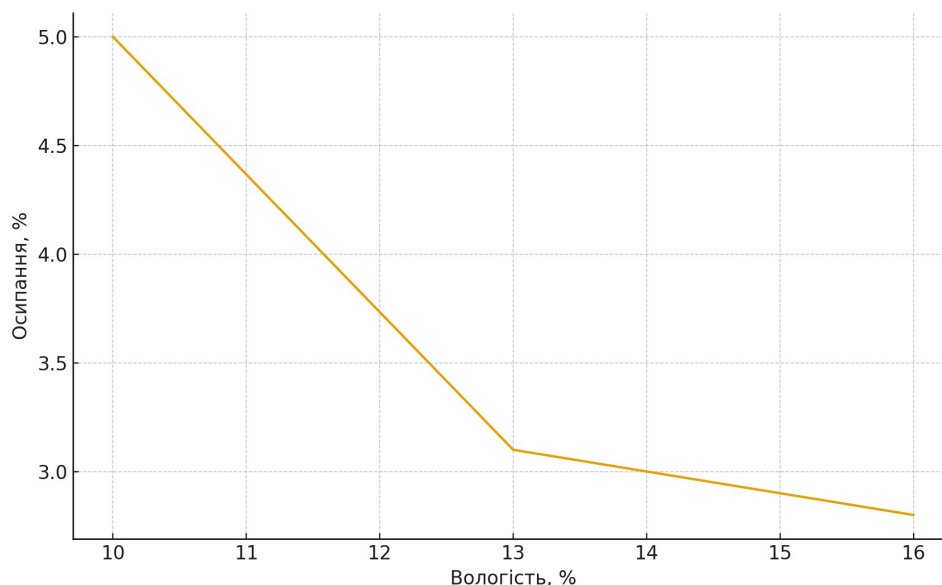


Рисунок 2.8 – Осипання від вологості

Графік показує нелінійну залежність між вологістю рослинної маси та рівнем осипання. Найбільші втрати (близько 5%) спостерігаються при зниженій вологості 10–12%, оскільки рослинна маса стає надто крихкою. Оптимальна зона вологості знаходиться у межах 13–15%, де осипання мінімальне (3.1%). При підвищенні вологості понад 16% осипання дещо знижується, однак збільшується недомолот, тому режим 13–15% є найкращим.

## Висновки

Робота вала верхнього вальця істотно впливає на якість обмолоту насінників багаторічних трав та втрати насіння.

Оптимальні робочі режими знаходяться в діапазоні 300–350 об/хв. У цей інтервал досягається найкраще співвідношення між високою повнотою вимолоту (89–92%) та помірним травмуванням (3.6–4.8%).

При надмірному підвищенні частоти обертання (400 об/хв):

- різко зростає травмування (+78% відносно 300 об/хв);

- істотно збільшуються втрати (+85% відносно 300 об/хв);
- погіршується стабільність процесу сепарації.

Низькі швидкості (250 об/хв) не забезпечують достатнього інтенсивного впливу, що призводить до зниження повноти вимолоту на 9–11% порівняно з оптимумом.

Найефективнішими конструктивно-технологічними рішеннями є:

- використання рифленої поверхні 1.2 мм;
- зменшення частоти обертання до 300–330 об/хв.;
- стабілізація притискного зусилля на рівні 8 кПа.

### 3. ПРОЕКТНО-РЕКОМЕНДАЦІЙНИЙ РОЗДІЛ

#### 3.1. Конструктивні розрахунки молотильно-сепаруючого пристрою

Методика розрахунку робочих органів вальцьових молотильних пристроїв з еластичними рифленими робочими поверхнями передбачає визначення низки ключових параметрів, зокрема: величини молотильного зазору між вальцями; пропускної здатності молотильного апарата; частоти обертання вальців; показника кінематичного режиму їх роботи.

Для встановлення цих параметрів використовують вихідні дані, що охоплюють агробіологічні характеристики вороху з насінням багаторічних сіяних трав, а також результати визначення їх фізико-механічних властивостей [23].

У ході експериментальних досліджень встановлено, що мінімальних втрат насіння через механічне пошкодження можна досягти за дотримання певних геометричних параметрів вальців [25]. До таких рекомендованих величин належать:

- діаметр вальців  $D = 0,21 \dots 0,54$  м;
- ширина основи рифів  $b = 0,025 \dots 0,060$  м;
- висота рифів  $h = 0,01 \dots 0,03$  м.

Молотильний зазор між робочими поверхнями вальців розраховують, виходячи з умови забезпечення максимальної ефективності вимолочування насіння за одночасного мінімального його травмування.

Розрахунок здійснюється за формулою [6], що враховує фізико-механічні характеристики вороху та кінематичні параметри вальців.:

$$d = R \times (\cos \alpha - 1) + r_k \times \cos \beta \quad \text{Equation.2} \quad (3.1)$$

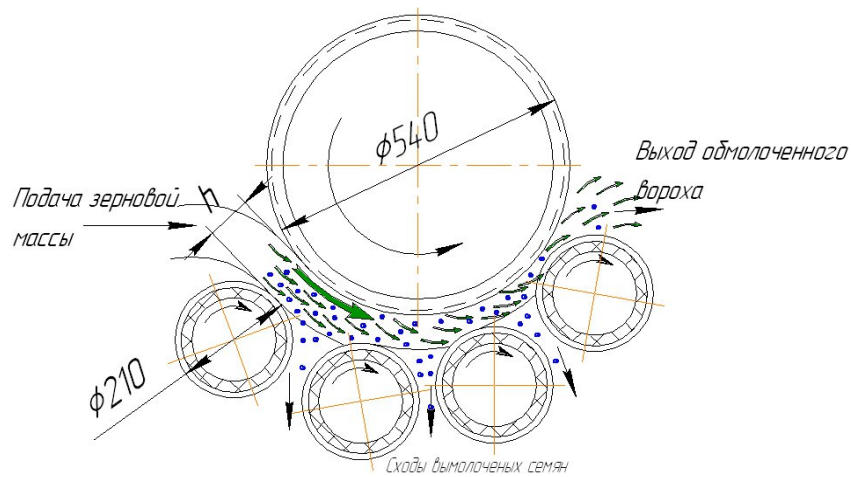


Рисунок 3.1 – Схема до розрахунку пропускної здатності молотильних апаратів

Пропускную здатність молотильного апарата визначають з урахуванням середньої кутової швидкості обертання вальця першого ступеня:

$$q_B \leq q_M. \quad (3.2)$$

З використанням низки спрощень та припущень можна прийняти узагальнене вираження для оцінки пропускної здатності апарата [6]:

$$v_{\text{нб}} = \frac{1}{2} \omega_1 R_1 + \frac{h}{2} \ddot{\theta} + \dots + \omega_n R_n + \frac{h}{2} \ddot{\theta}, \quad (3.3)$$

$$v_{\text{нб}} = \frac{1}{2} \times 52,3 \times 568 + \frac{4}{2} \ddot{\theta} + 136 \times 749 + \frac{4}{2} \ddot{\theta} = 30 \text{ м/с.}$$

Тоді,

$$q_i = \frac{\sqrt{16 \chi^2 + \bar{l}^2} \chi g v_{\text{нб}}}{2 \chi}. \quad (3.4)$$

Частоту обертання вальців визначають, виходячи з умови запобігання

накопиченню вороху в зоні обмолочування та забезпечення стабільного й безперервного перебігу процесу вимолочування:

$$w = \frac{30 \times q_i}{p \times R \times d \times g \times \lambda \times e \times h} \quad (3.5)$$

Для розглядуваного випадку довжину твірної поверхні вальця визначають виходячи з умов забезпечення раціонального режиму обмолочування та геометричних параметрів робочих органів. Розрахунок цієї величини здійснюється за відповідною залежністю, що враховує конструктивні розміри вальця та параметри молотильного зазору.

$$l = L \times \frac{p}{2} = 1200 \times \frac{3,14}{2} = 7536 \text{ мм} \quad (3.6)$$

Тоді:

$$w = \frac{30 \times q_i}{p^2 \times R \times d \times g \times \lambda_p \times e \times h} \quad (3.7)$$

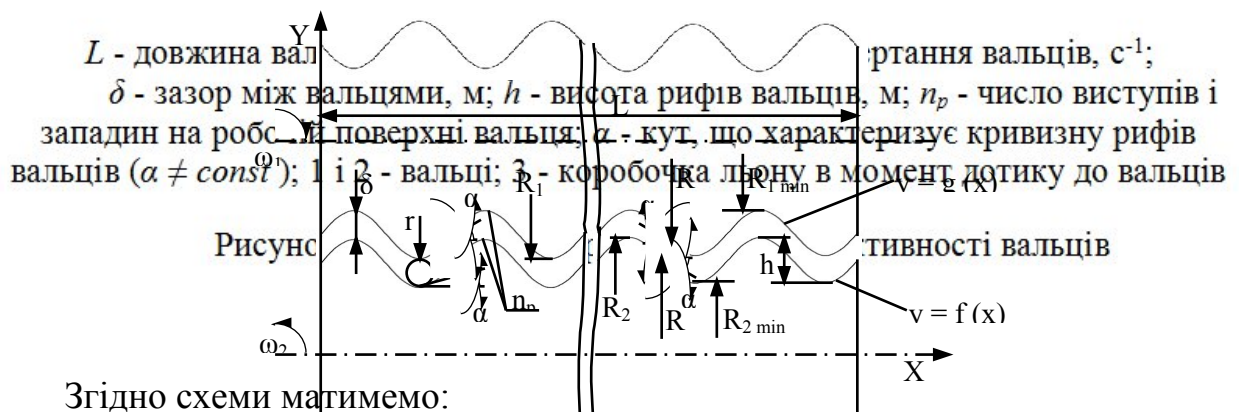
Взаємозв'язок лінійних швидкостей обмолочувальних вальців визначається особливостями перебігу процесу вимолочування та формується відповідно до встановлених агротехнічних вимог [6]:

$$E = \frac{a}{c} \left( 1 - \frac{v_1^2}{v_2^2} \right) + \frac{a}{c} \left( 1 - \frac{v_1^2}{v_3^2} \right) + \frac{a}{c} \left( 1 - \frac{v_1^2}{v_4^2} \right) + \frac{a}{c} \left( 1 - \frac{v_1^2}{v_5^2} \right) = 4 - \frac{v_1^2}{v_2^2} - \frac{v_1^2}{v_3^2} - \frac{v_1^2}{v_4^2} - \frac{v_1^2}{v_5^2} \quad \text{Equation.2} \quad (3.8)$$

### 3.2. Технологічні розрахунки молотильно-сепаруючого пристрою

Для визначення пропускної здатності запропонованого молотильного апарата необхідно врахувати основні конструктивні параметри його робочих органів. З цією метою розглядається фрагмент поверхні вальця в ділянці від  $R_{\min}$  до  $R_{\max}$  (рис. 3.2), геометрію якої описує крива  $y = f(x)$ . Друга лінія, рівняння  $y = g(x)$ , утворюється шляхом зміщення кожної точки першої кривої по нормалі на величину  $\delta$ , що відповідає молотильному зазору, і описує поверхню другого вальця.

Для визначення продуктивності удосконаленого молотильного пристрою необхідно розрахувати траєкторію переміщення коробочки з насінням або суцвіття в зоні обмолоту. Саме на цьому шляху на рослинний матеріал діє комплекс руйнівних і деформувальних сил з боку робочих поверхонь вальців (рис. 3.2), що забезпечує процес виділення насіння.



Згідно схеми матимемо:

$$O_1O = R_1 + R_k \times \cos \alpha ; \quad (3.9)$$

$$O_2O = R_2 + R_k \times \cos \alpha . \quad (3.10)$$

Радіуси  $R_1$  та  $R_2$  визначаються для точок контакту коробочки з криволінійною робочою поверхнею вальця (рис. 3.2). Кут  $\alpha$  не є сталим і характеризує кривизну рифленої поверхні вальців (рис. 3.3). Його значення

змінюється в межах від  $0^\circ$  до  $90^\circ$  та залежить від геометричної форми робочої поверхні вальця і від положення точки дотику коробочки до цієї поверхні у певний момент часу.

Отже:

$$\cos \theta_1 (R_1 + r_K \cos \alpha) = c - \cos \theta_2 (R_2 + r_K \cos \alpha). \quad (3.11)$$

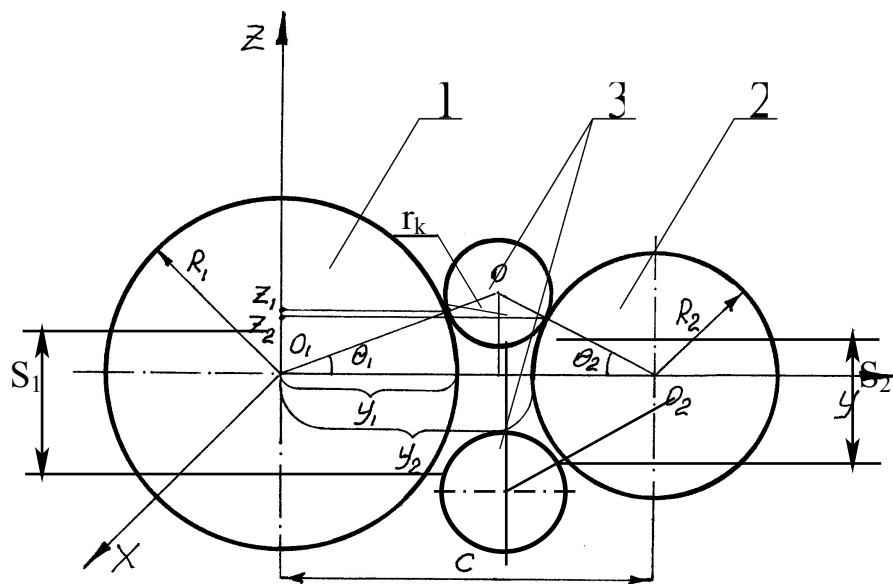


Рисунок 3.3 – Схема до визначення шляху, який проходить насіннева коробочка в молотильному зазорі

Кути  $\theta_1$  та  $\theta_2$ , що характеризують положення точок дотику коробочок з насінням до поверхні вальців, визначаються відповідно до залежності (3.11):

$$\cos \theta_2 = \sqrt{1 - \sin^2 \theta_1 \frac{(R_1 + r_K \cos \alpha)^2}{(R_2 + r_K \cos \alpha)^2}}, \quad (3.12)$$

або

$$\cos \theta_1 = \frac{c^2 - (R_2 + r_K \cos \alpha)^2 + (R_1 + r_K \cos \alpha)^2}{2 \times (R_1 + r_K \cos \alpha)}. \quad (3.13)$$

Формули (3.12) та (3.13) дають змогу визначити кути повороту молотильних вальців у проміжку часу від моменту первинного контакту коробочки або суцвіття з робочими поверхнями до досягнення мінімального молотильного зазору. Використовуючи формулу (3.13), спочатку визначаємо значення кута  $\theta_1$ . Інші невідомі параметри можуть бути знайдені на основі конструктивних характеристик вальців та радіуса коробочки з насінням  $R_k$ .

Для подальшої оцінки ефективності роботи молотильного апарата визначимо довжину шляху  $S_1$  та  $S_2$ , який проходить суцвіття у зоні молотильного зазору, де на нього діють руйнівні зусилля з боку робочих поверхонь вальців [6]:

$$S_1 = 2 \times R_1 \times \sqrt{1 - \frac{c^2 - (R_1 + r_{\text{Е}} \times \cos a)^2 + (R_2 + r_{\text{Е}} \times \cos a)^2}{2 \times (R_2 + r_{\text{Е}} \times \cos a)}}; \quad (3.14)$$

$$S_2 = 2 \times R_2 \times \sqrt{1 - \frac{c^2 - (R_2 + r_{\text{Е}} \times \cos a)^2 + (R_1 + r_{\text{Е}} \times \cos a)^2}{2 \times (R_1 + r_{\text{Е}} \times \cos a)}}; \quad (3.15)$$

$$S_1 = 2 \times 270 \times \sqrt{1 - \frac{386^2 - (270 + 1,5 \times \cos a)^2 + (105 + 1,5 \times \cos a)^2}{2 \times 386 \times (105 + 1,5 \times \cos a)}} = 3,62 \text{ мм};$$

$$S_2 = 2 \times 105 \times \sqrt{1 - \frac{386^2 - (105 + 1,5 \times \cos a)^2 + (270 + 1,5 \times \cos a)^2}{2 \times 386 \times (270 + 1,5 \times \cos a)}} = 3,45 \text{ мм}.$$

Отримані залежності дозволяють визначити довжину траєкторії, якою переміщується суцвіття в межах криволінійного молотильного зазору. Саме на цьому відрізку відбувається інтенсивна дія робочих поверхонь вальців, що забезпечує руйнування оболонок і вивільнення насіння.



### Визначення продуктивності молотильного апарату

Процес обмолочування здійснюється за допомогою молотильного апарата, який складається з чотирьох вальців із криволінійними робочими поверхнями. За таких умов загальна продуктивність апарата визначається за формулою [6]:

$$q = V_{cp} \times S \times \tau = V_{cp} \times a \times l \times \tau \quad \text{Equation.DSMT4} , \quad (3.16)$$

$$V_{cp} = \frac{V_1 + V_2}{2} = \frac{28,26 + 30,1}{2} = 29,2 . \quad (3.17)$$

$$\tau = 0,69 , \text{ кг/м}^3 .$$

$$l = L \times \frac{p}{2} = 1200 \times \frac{3,14}{2} = 1884 \text{ мм} .$$

$$a = 150 \dots 160 \text{ мм} .$$

$$q = \frac{29,2 \times 160 \times 1884 \times 0,69}{10^6} = 8,59 \text{ кг/с} .$$

### Визначення частоти обертання вальців молотильного апарату.

Для запобігання втратам потужності в процесі роботи молотильного апарата необхідно виключити можливість проковзування вальців відносно матеріалу, що підлягає обмолочуванню.

Оскільки нижні вальці працюють з більшими кутовими швидкостями порівняно з верхніми, слід визначити максимально допустиме збільшення їх швидкості, за якого проковзування не виникає і технологічний процес залишається стабільним.

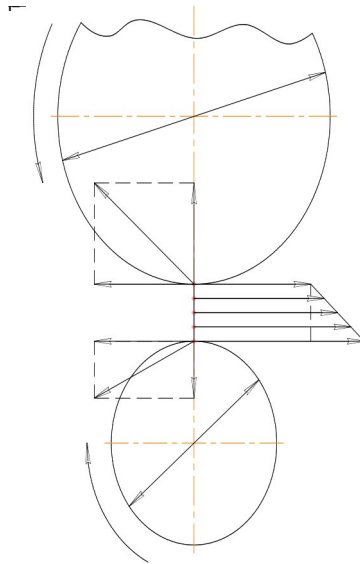


Рисунок 3.4 – Схема до розрахунку швидкостей обертів вальців

Оскільки конструкція молотильного апарата передбачає наявність одного вальця збільшеного діаметра та чотирьох вальців меншого діаметра, які працюють із різними лінійними швидкостями, виникає необхідність визначити, наскільки швидше має обертатися п'ятий валець порівняно з першим (рис. 3.4).

Згідно залежності для кінетичної енергії  $T = \frac{1}{2} J \omega^2$  матимемо [6]:

$$\frac{m \omega^2}{4} = N \sin \alpha \cdot r \cdot \omega = \sqrt{\frac{4 N \sin \alpha \cdot r}{m}} \quad (3.18)$$

де  $m = 20 \text{ кг}$ ;  
 $r_2 = 0,105 \text{ м}$ ;  
 $\omega = 50,5 \text{ с}^{-1}$ ;  
 $N = 673,2 \text{ Н}$ ;  
 $\alpha = 15^\circ$ .

$$w = \sqrt{\frac{4 \times 673,2 \times 0,85 \times 0,105 \times 0,262}{20 \times 0,105^2}} = 16,89 \text{ м/с}.$$

Лінійна швидкість

$$V = w \times 0,105 = 1,77 \text{ м/с}. \quad (3.19)$$

Отримані значення різниці лінійних швидкостей доцільно розподілити рівномірно між чотирма нижніми вальцями. За такого підходу п'ятий валець, який працює з найбільшою лінійною швидкістю, не зазнаватиме пробуксовування, а процес обмолочування відбуватиметься стабільно та без втрат потужності.

### **Визначення потужності споживаної молотильно-сепаруючим пристроєм**

Одним із ключових технологічних параметрів процесу обмолочування насінневого вороху є його енергоємність.

Для оцінювання ефективності роботи молотильного апарата необхідно визначити потужність, яка витрачається на обмолочування насінників багаторічних трав у молотильних пристроях вальцевого типу з еластичними рифленими робочими поверхнями [6].

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5. \quad (3.20)$$

$$P_i = w_i \times T_i. \quad (3.21)$$

$$T_i = T_{i \text{ на } i} - T_{u \text{ на } i}. \quad (3.22)$$

$$T_{i \text{ на } i} = F_i \times w_i. \quad (3.23)$$

$$F_i = N_i \cdot \cos \alpha_i \quad (3.24)$$

$$N_1 = q \cdot S = q \cdot l \cdot a \quad (3.25)$$

де  $q = 0,3 \text{ Н / мм}^2$ ;  
 $l = 1800 \text{ мм}$ ;  
 $a = 1,87 \text{ мм}$ ;  
 $\alpha_1 = 0,85^\circ$ ,  $\alpha_2 = 40,36^\circ$ ;  
 $R = 0,27 \text{ м}$ ,  $r_{2,3,4,5} = 0,105 \text{ м}$ .

Крім дії корисних сил опору, на вал додатково впливають інерційні сили, що виникають від обертання мас вальців. Якщо прийняти, що вальці мають форму однорідних циліндрів, то величину інерційних сил можна визначити відповідно до формули [6]:

$$T_u = \frac{I_z \cdot \omega^2}{2} = \frac{m \cdot R^2 \cdot \omega^2}{2} \quad (3.27)$$

де  $m = 20 \text{ кг}$ .

У загальному вигляді сумарний опір, що виникає на молотильних вальцях, може бути поданий як:

$$T = q \cdot l \cdot a \cdot \cos \alpha_1 + \frac{m \cdot R^2 \cdot \omega^2}{2} \quad (3.28)$$

Тоді (3.20) набуде наступного вигляду:

$$P = w_1 \cdot N_1 \cdot \cos \alpha_1 + w_2 \cdot N_2 \cdot \cos \alpha_2 + w_3 \cdot N_3 \cdot \cos \alpha_3 + w_4 \cdot N_4 \cdot \cos \alpha_4 + w_5 \cdot N_5 \cdot \cos \alpha_5.$$

Отже

$$N_2 = N_3 = N_4 = N_5 = q \cdot \lambda = 0,2 \cdot 884 \cdot 3,87 = 673,2 \text{ Н}.$$

Дані розрахунків наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Потужність для обмолочування насіннєвого вороху трав

| Найменування об'єкту    | Потужність, кВт |
|-------------------------|-----------------|
| Валець перший (верхній) | 2,0             |
| валець другий           | 2,3             |
| валець третій           | 2,6             |
| валець четвертий        | 2,8             |
| валець п'ятий           | 2,9             |
| Загальна потужність     | 12,5            |

### 3.3. Розрахунки складових приводу молотильно-сепаруючого пристрою

Привід молотильного апарата здійснюється від відбійного бітера через клинопасовий варіатор. У конструкції приводу верхнього вальця передбачено механізм автоматичного натягування пасу, який забезпечує підтримання оптимального натягу відповідно до величини переданої потужності.

Передача обертання до нижніх вальців реалізується за допомогою ланцюгової передачі, у складі якої встановлено натяжні зірочки для компенсації зміни довжини ланцюга та забезпечення стабільності роботи механізму.

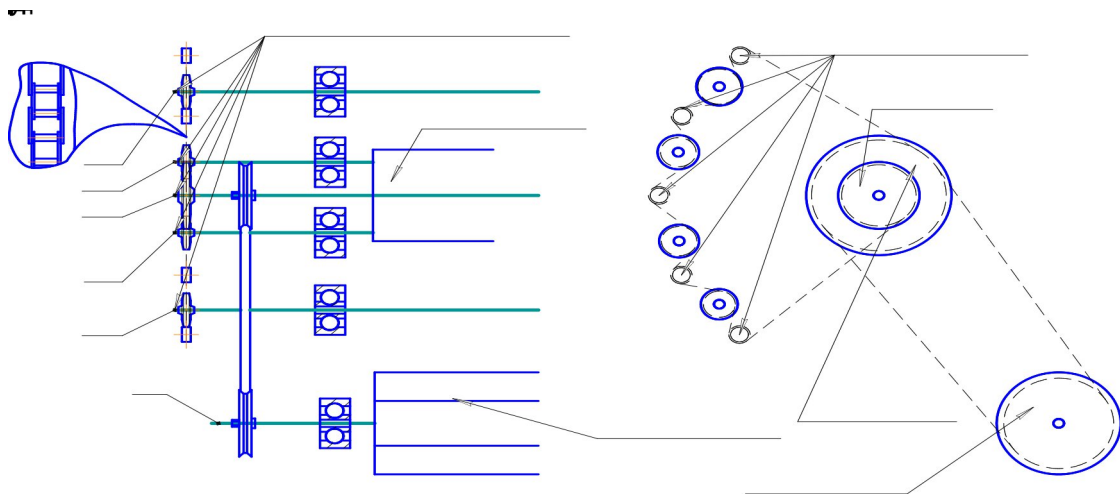


Рисунок 3.5 – Привід молотильного апарату

Таблиця 3.2 – Кінематичні характеристики приводу молотильного апарату

| Параметри                                           | Вальці молотильних апаратів |                 |                 |               |                 |
|-----------------------------------------------------|-----------------------------|-----------------|-----------------|---------------|-----------------|
|                                                     | 1-ий                        | 2-ий            | 3-ий            | 4-ий          | 5-ий            |
| Частота обертів вальців, $\text{с}^{-1}$<br>(об/хв) | 15,2<br>(145)               | 41,9<br>(400,4) | 44,8<br>(427,7) | 47,6<br>(455) | 50,5<br>(482,3) |
| Потужність, кВт                                     | 2,0                         | 2,3             | 2,6             | 2,8           | 2,9             |
| Крутний момент, $\text{Н}\times\text{м}$            | 129,73                      | 54,36           | 58,67           | 58,67         | 56,83           |

### 3.3.1. Розрахунок ланцюгової передачі

Оскільки технологічний процес вимагає точної передачі різниці частот обертання вальців без виникнення пробуксовування, у запропонованій схемі

приводу доцільно застосувати ланцюгову передачу як елемент гнучкого зв'язку.

Проектування ланцюгової передачі здійснюємо на основі параметрів, наведених у таблиці 3.2.

Для кожного ступеня молотильного апарата визначаємо відповідне передаточне число, що забезпечить необхідне співвідношення кутових швидкостей між вальцями.

$$U_{1-2} = \frac{w_2}{w_1} = \frac{41,9}{15,2} = 2,756 \text{ Equation.DSMT4} ; \quad (3.29)$$

$$U_{1-3} = \frac{w_3}{w_1} = \frac{44,8}{15,2} = 2,947;$$

$$U_{1-4} = \frac{w_4}{w_1} = \frac{47,6}{15,2} = 3,13;$$

$$U_{1-5} = \frac{w_5}{w_1} = \frac{50,5}{15,2} = 3,32.$$

Приймаємо ланцюг типу 2 ПР.

Крок ланцюга [14]:

$$t = 2,8 \times \sqrt{\frac{T_1 K_9}{z_1 [p] m}} . \quad (3.30)$$

Число зубів менших зірочок

$$z_2 = 31 - 2U_{1-2} = 31 - 2 \times 2,756 = 25,488 \text{ Equation.3} ; \quad (3.31)$$

$$z_3 = 31 - 2U_{1-3} = 31 - 2 \times 2,947 = 25,1 \text{ Equation.3} ;$$

$$z_4 = 31 - 2U_{1-4} = 31 - 2 \times 3,13 = 24,74 \text{ Equation.3} ;$$

$$z_5 = 31 - 2U_{1-5} = 31 - 2 \times 3,32 = 24,36 \text{ Equation.3 .}$$

Прийmemo  $z_2 = 26; z_3 = 25; z_4 = 24; z_5 = 23$ .

Знайdemo коефіцієнт  $K_9$ .

$$K_9 = k_\delta k_a k_n k_p k_{cm} k_n \text{ Equation.3 ,} \quad (3.32)$$

де  $k_\delta = 1,25$ ;  $k_a = 1$ ;  $k_n = 1,0$ ;

$k_p = 1,25$ ;  $k_{cm} = 1,4$ ;  $k_n = 1,1$  [14].

$$K_9 = 1,25 \times 1,0 \times 1,0 \times 1,25 \times 1,4 \times 1,1 = 2,19 \text{ м.}$$

$$t = 2,8 \times \sqrt{\frac{129730 \times 2,19}{26 \times 8 \times 1,7}} = 19,86 \text{ мм.}$$

Прийmemo  $t = 20 \text{ мм}$  [14].

Здійснимо перевірку ланцюга за допустимими частотами обертання.

$$n_3 = 482,3 \text{ об/хв} \text{ } \& \lfloor n_3 \rfloor = 630 \text{ об/хв.}$$

Здійснимо перевірку ланцюга за тиском в шарнірах.

Допустимий тиск в шарнірах:

$$[p] = 21 \times (1 + 0,01(z_1 - 17))^{0,75} = 21 \times (1 + 0,01 \times (25 - 17))^{0,75} = 17,01 \text{ МПа.} \quad (3.33)$$

Розрахунковий тиск в шарнірах ланцюга

$$p = \frac{F_t K_9}{A_{on}}, \quad (3.34)$$



де  $A_{on} = 524 \text{ мм}^2$ , [14].

Колова сила:

$$F_t = \frac{P_1}{v} \text{ Equation.3} . \quad (3.35)$$

Колова швидкість шарнірів ланцюга

$$v = \frac{z_1 n_3}{60 \times 10^3} = \frac{25 \times 1,75 \times 83,75}{60 \times 10^3} = 2,43 \text{ м/с};$$

$$F_t = \frac{5975,53}{2,43} = 2459,06 \text{ Н};$$

$$p = \frac{2459,06 \times 2,19}{524} = 10,277 \text{ МПа} \text{ } \& [p] = 17,01 \text{ МПа}.$$

Число ланок ланцюга [14]:

$$L_t = 2a_t + 0,5z_s + \frac{D^2}{a_t} \text{ Equation.3} , \quad (3.36)$$

де  $a_t = \frac{a}{t} = \frac{(30 \dots 50)t}{t} = 40;$

$$z_s = z_1 + z_2;$$

$$D = \frac{z_2 - z_1}{2p}.$$

Число зубів веденої зірочки

$$z_2 = z_1 U = 25 \times 3,77 = 94,25 \text{ Equation.3} . \quad (3.37)$$

Приймаємо  $z_2 = 100$ .

$$z_s = 25 + 100 = 125;$$

$$D = \frac{100 - 25}{2 \times 3,14} = 11,9;$$

$$L_t = 2 \times 40 + 0,5 \times 25 + \frac{11,9^2}{40} = 146,06.$$

Приймаємо  $L_t = 146$ .

Уточнена міжосьова відстань [14]

$$\begin{aligned} a &= 0,25t \frac{\pi}{\phi} L_t - 0,5z_s + \sqrt{(L_t - 0,5z_s)^2 - 8D^2 \frac{\phi}{\pi}} = \\ &= 0,25 \times 31,75 \times \left( 146 - 0,5 \times 25 + \sqrt{(146 - 0,5 \times 25)^2 - 8 \times 11,9^2} \right) = 1269 \text{ мм} \end{aligned}$$

Equation.3 (3.38)

Для забезпечення надійної роботи ланцюгової передачі та компенсації неминучих змін довжини ланцюга в процесі експлуатації необхідно передбачити можливість зменшення міжосьової відстані приблизно на 0,4 %.

$$\Delta a = 0,004 \times a = 0,004 \times 1269 = 5 \text{ Equation.3 мм} . \quad (3.39)$$

Діаметри ділительних кіл зірочок

$$d_{D1} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}} = \frac{20}{\sin \frac{180}{82}} = 522,15 \text{ Equation.3 мм};$$

$$d_{D2} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}} = \frac{20}{\sin \frac{180}{26}} = 165,9 \text{ Equation.3 мм};$$

$$d_{D3} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_3}} = \frac{20}{\sin \frac{180}{25}} = 159,57 \text{ мм};$$

$$d_{D4} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_4}} = \frac{20}{\sin \frac{180}{24}} = 153,22 \text{ мм};$$

$$d_{D5} = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_5}} = \frac{20}{\sin \frac{180}{23}} = 146,87 \text{ мм}.$$

Зовнішні діаметри зірочок

$$D_{ei} = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{z_i} + 0,7 \cdot d, \quad (3.40)$$

де  $d = 19,05 \text{ мм}$ , [14].

$$D_{e1} = 20 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{82} + 0,7 \cdot 19,05 = 529,87 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = 20 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{26} + 0,7 \cdot 19,05 = 172,8 \text{ мм};$$

$$D_{e3} = 20 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{25} + 0,7 \cdot 19,05 = 166,4 \text{ мм};$$

$$D_{e4} = 20 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{24} + 0,7 \cdot 19,05 = 160 \text{ мм};$$

$$D_{e5} = 20 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180}{23} + 0,7 \cdot 19,05 = 153,6 \text{ мм}.$$

Сили, діючі на ланцюг

$$F_t = 2459,09 \text{ Н};$$

$$F_v = qv^2 \text{ Equation.3 ,} \quad (3.41)$$

де  $q = 7,3 \text{ кг/м}$  , [14].

$$F_v = 7,3 \times 2,43^2 = 43,1 \text{ Equation.3 Н.}$$

$$F_f = 9,81k_fqa \text{ Equation.3 ,} \quad (3.42)$$

де  $k_f = 1$  [14].

$$F_f = 9,81 \times 7,3 \times 2,63 = 90,5 \text{ Н.}$$

Навантаження на валець від дії ланцюгової передачі

$$F_a = F_t + 2F_f = 2459,06 + 2 \times 90,5 = 2731,26 \text{ Н.} \quad (3.43)$$

Коефіцієнт запасу міцності

$$S = \frac{Q}{k_\sigma F_t + F_v + F_f} \text{ Equation.3 ,} \quad (3.44)$$

де  $Q = 177000 \text{ Н};$

$$k_\sigma = 1,25, [14].$$

$$S = \frac{177000}{1,25 \times 2459,06 + 43,1 + 90,5} = 54,41 \text{ Equation.3} \quad \text{£} [S] = 9,4 .$$

Отримане значення коефіцієнта запасу міцності перевищує допустимий мінімум, що дає підстави вважати запропоновану ланцюгову передачу достатньо довговічною та надійною в експлуатації.

### **3.3.2. Аналіз напружено-деформованого стану вала верхнього вальця**

Для оцінювання напружено-деформованого стану вала верхнього вальця було виконано його моделювання у середовищі тривимірного проєктування SolidWorks. На основі цього інструменту створено твердотільну геометричну модель вала (рис. 3.6), що надалі використовувалася для проведення інженерного аналізу.

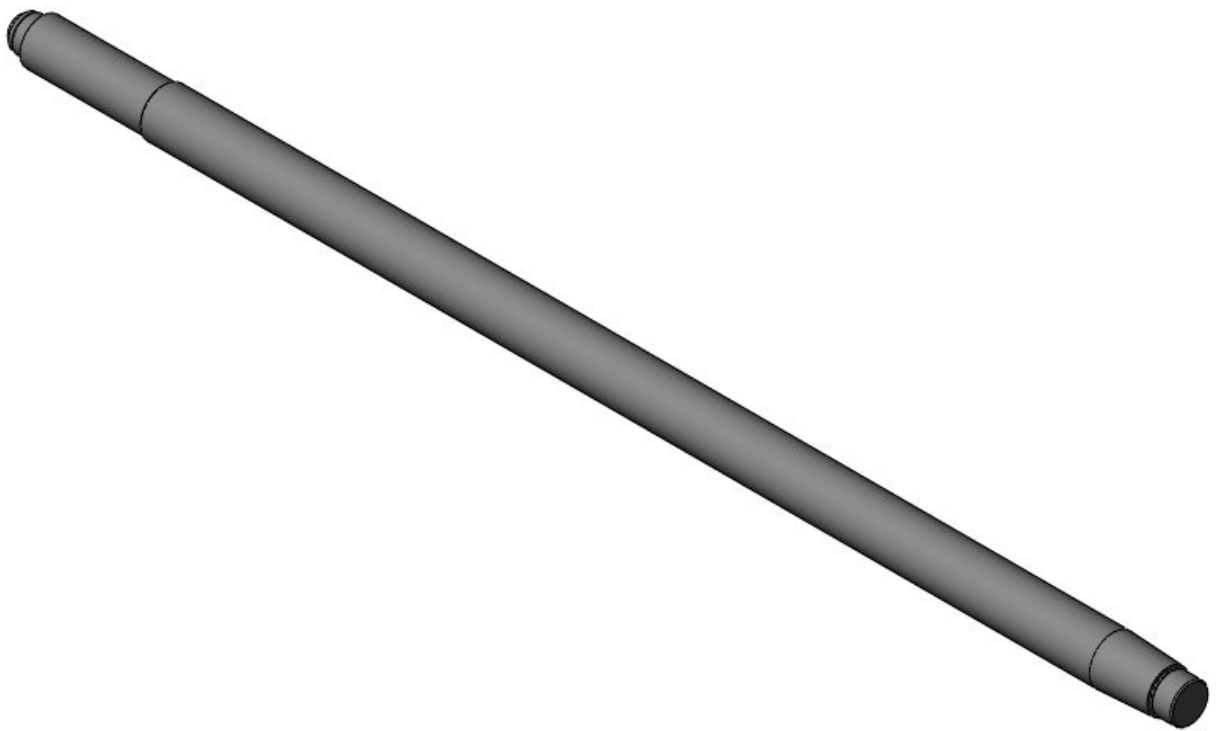
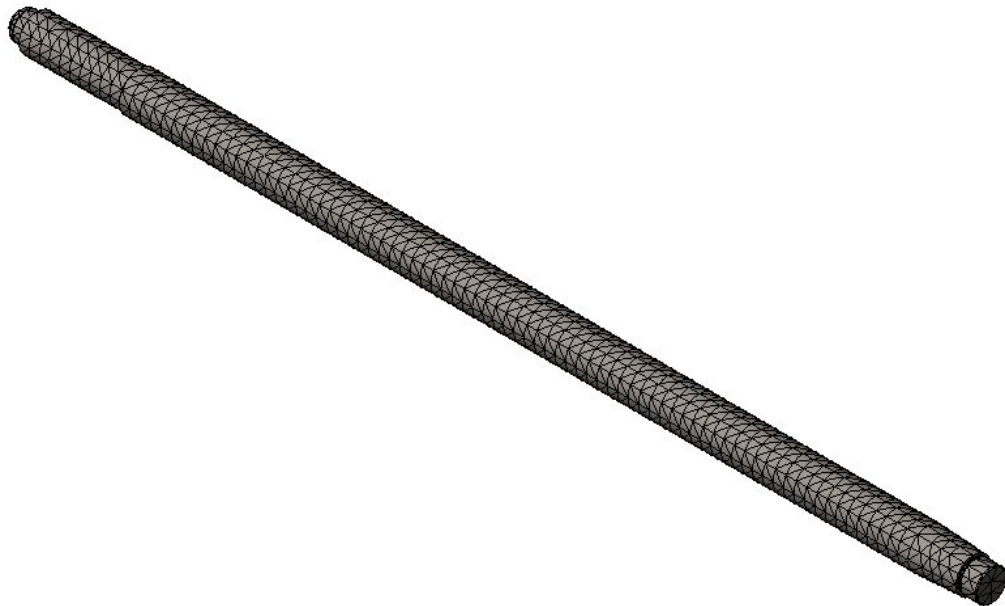


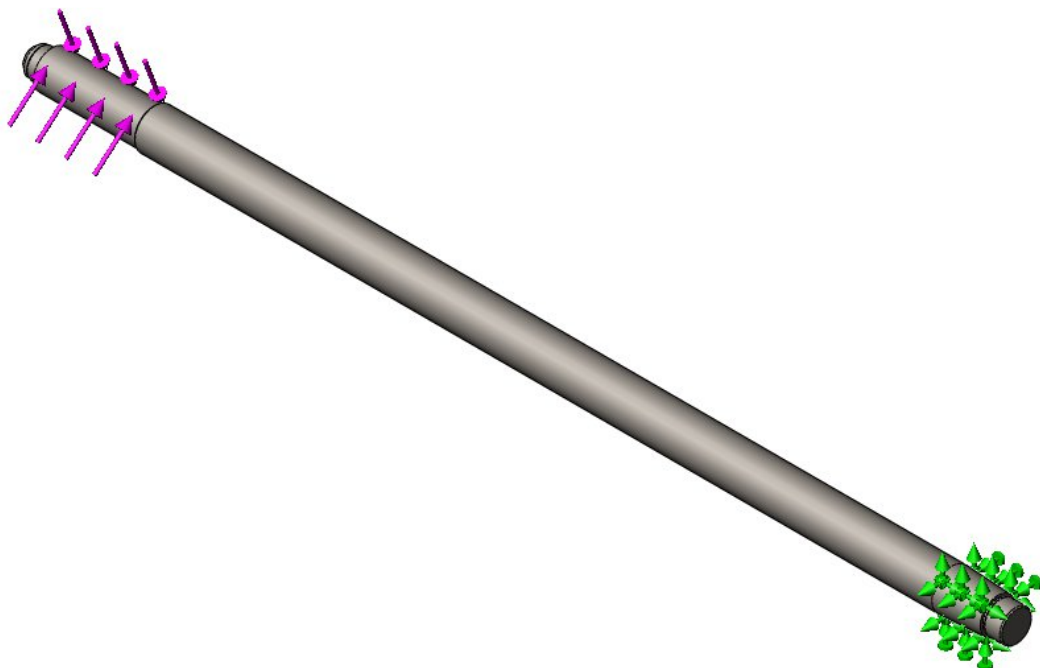
Рисунок 3.6 – Твердотільна модель вала верхнього вальця

Для проведення кінцевоелементного аналізу на 3D-моделі сформовано сітку кінцевих елементів (рис. 3.7, а), що дозволило деталізувати розподіл напружень у характерних зонах конструкції.

Умови закріплення задавалися у вигляді жорсткого защемлення одного з кінців вала, що імітує реальні умови його роботи в складі молотильного апарата. На вал було прикладено зовнішнє навантаження у вигляді крутного моменту  $129,73 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (рис. 3.7, б), який виникає в процесі передачі обертання від приводу та взаємодії з матеріалом, що обмолочується.



а)

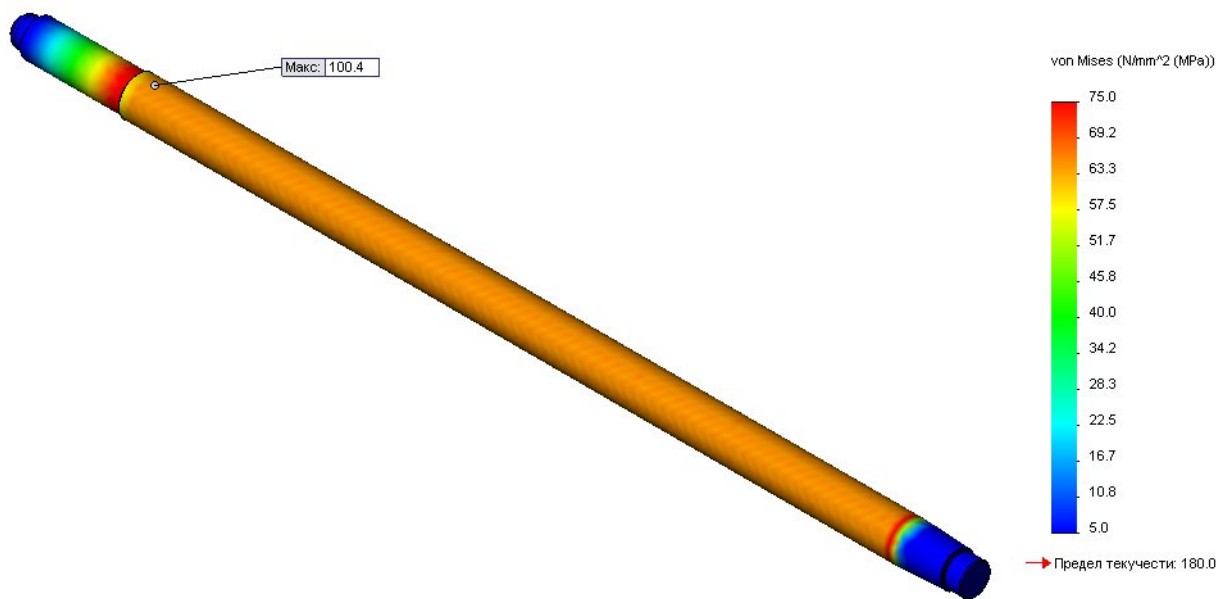


б)

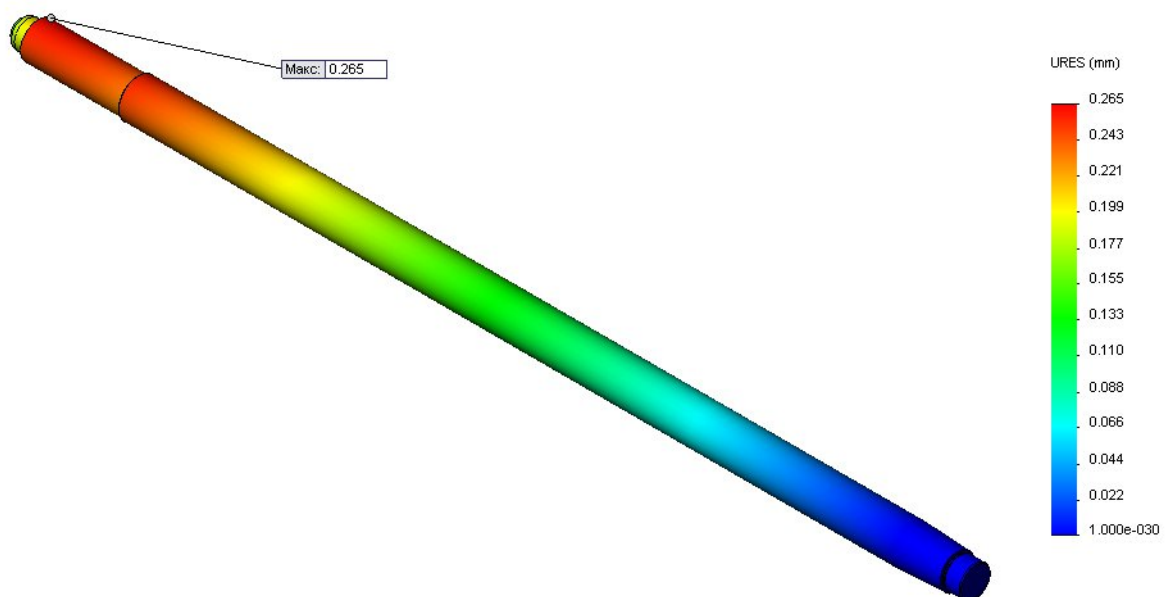
Рисунок 3.7 – Моделювання вала верхнього вальця:

а – сітка кінцевих елементів; б – умови закріплення та навантаження

Результати оцінювання напружено-деформівного стану вала верхнього вальця, отримані за допомогою модуля кінцеелементного аналізу Simulation системи тривимірного моделювання SolidWorks, наведені на рис. 3.8.



а)



б)

Рисунок 3.8 – Результати розрахунку НДС вала верхнього вальця:

а - напруження, МПа; б - переміщення точок, мм.

Як видно з результатів моделювання, максимальні значення напружень у валау досягають приблизно 100 МПа і концентруються в зоні встановлення шківів.

Найбільша деформація, що проявляється у вигляді кутового скручування вала, становить близько 0,265 мм.

Розподіл коефіцієнтів запасу міцності вздовж довжини вала наведено на рис. 3.9.

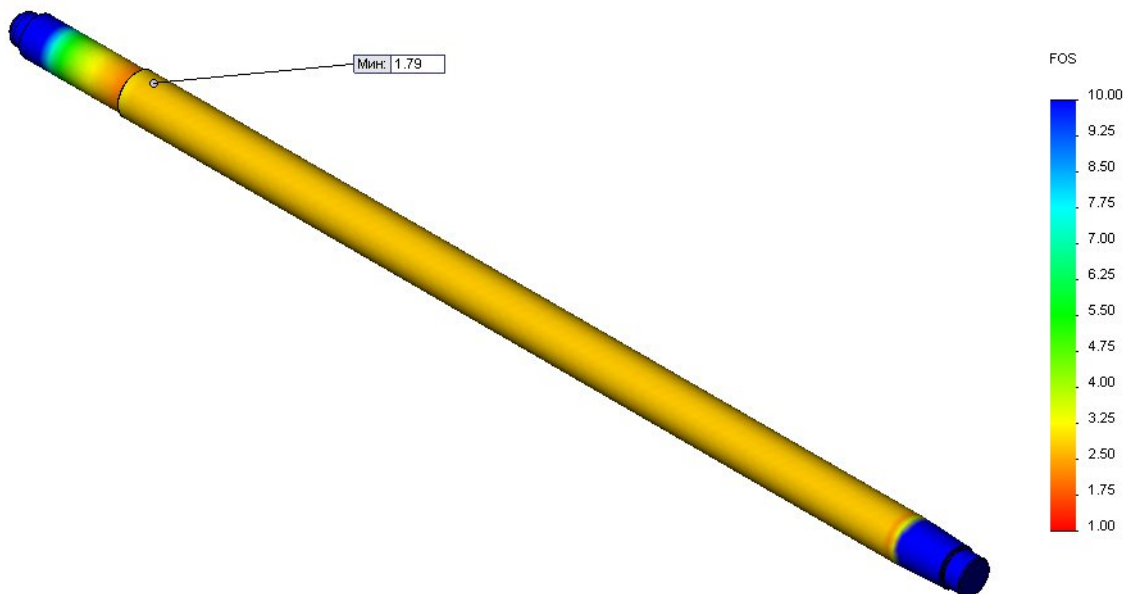


Рисунок 3.9. Розподіл запасу міцності вала верхнього вальця

Мінімальне значення коефіцієнта запасу міцності для вала верхнього вальця становить близько 1,8, що свідчить про достатній, але гранично допустимий рівень міцнісної надійності конструкції за умов заданих навантажень.





## **4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ**

### **4.1. Вимоги охорони праці при експлуатації зернозбирального комбайну GS07 «Полісся»**

Експлуатація зернозбирального комбайна «Полісся» пов'язана з підвищеними небезпеками, зокрема дією рухомих частин, пилу, вібрації, шуму, високої температури, ризиком займання стерні та зернових залишків. Тому під час роботи на комбайні необхідно суворо дотримуватися вимог чинних нормативних документів: НПАОП 01.2-1.02-14, Правила охорони праці в сільському господарстві, Правила дорожнього руху, інструкцій заводу-виробника GS07 «Полісся».

#### **1. Загальні вимоги охорони праці**

До роботи на комбайні допускаються лише особи: віком від 18 років, які пройшли навчання та перевірку знань з охорони праці, мають посвідчення тракториста-машиніста, ознайомлені з інструкцією з експлуатації комбайна.

Комбайнер повинен: бути в робочому одязі, захисному взутті; використовувати захисні окуляри та респіратор під час роботи в умовах сильної запиленості; мати засоби зв'язку, аптечку, вогнегасники.

Забороняється працювати на комбайні у стані втоми, алкогольного чи наркотичного сп'яніння, а також під час грози, сильного туману чи зливи.

#### **2. Вимоги безпеки перед початком роботи**

Провести зовнішній огляд машини:

- перевірити стан ріжучих апаратів, шнеків, транспортних вузлів, підбарабань, вальців;

- упевнитися у відсутності сторонніх предметів у молотильному та сепараційному апаратах;

- перевірити справність системи охолодження, змащення, електропроводки.

Запускати двигун дозволяється тільки при вимкнених приводах робочих

органів.

### 3. Вимоги безпеки під час роботи

#### *Безпечна експлуатація молотильно-сепаруючого пристрою*

Забороняється: відкривати люки та кожухи під час роботи механізмів; регулювати зазори барабана, вальців, вентиляторів на працюючому двигуні; очищати забиті вузли руками чи знаряддями без повної зупинки.

Перед усуненням намотування або забивання потрібно: заглушити двигун, вимкнути запалення, дочекатися повної зупинки всіх обертових частин, встановити стопор або фіксатор.

Робоча зона біля комбайна повинна бути вільною від людей – особливо з боку викиду соломи та домішок.

При роботі з насінниками багаторічних трав, що характеризуються підвищеною осипальністю, слід: уникати різких зміни обертів молотарки, повільно збільшувати частоту роботи молотильно-сепаруючого апарата, працювати на мінімально допустимих режимах для запобігання підвищенню пилу.

#### *Робота ходової частини та переїзди*

При русі під час збирання врожаю: швидкість має бути безпечною та відповідати стану поля; на розворотах необхідно уповільнювати рух; заборонено перевозити людей на площадках, бункері, підніжках чи рамі.

При русі дорогами загального користування: жатку потрібно повністю підняти або перевезти на візку; включити пробліскові маячки; позначити комбайн знаком «Повільний транспортний засіб».

### 4. Вимоги безпеки під час технічного обслуговування

Усі роботи з технічного обслуговування виконуються тільки при заглушеному двигуні.

Машина повинна бути встановлена: на рівній поверхні, на ручному гальмі, із застосуванням упорних клинів.

Забороняється: відкручувати пробки паливної системи біля джерел іскри; очищати деталі стисненим повітрям без захисних окулярів; працювати під

піднятою жаткою без фіксатора.

Під час змащення необхідно користуватися штатними маслянками і не застосовувати пошкоджені шланги.

#### 5. Пожежна безпека

Пожежі під час збирання – один із найпоширеніших ризиків.

Комбайн має бути обладнаний не менше ніж двома вогнегасниками: один у кабіні, один зовні (біля двигуна або паливного бака).

Заборонено: палити в кабіні або біля комбайна, залишати працюючий комбайн без нагляду, проводити заправлення при працюючому двигуні.

Необхідно регулярно очищати: решітки радіатора, молотильний барабан, решітний стан, поверхні кузова від сухого пилю, полови, соломи.

Мати під рукою: лопату, запас піску, лейку з водою (за необхідності), первинний засіб пожежогасіння.

#### 6. Вимоги безпеки після закінчення роботи

Заглушити двигун, вимкнути живлення, перекрити паливний кран.

Очистити: жатку, молотильно-сепаруючий блок, піддон і бункер від залишків матеріалу.

Перевірити наявність пошкоджень і повідомити механіка або керівника.

Залишити комбайн на відведеному місці з підкладеними упорами під колеса.

#### 7. Особливі вимоги при роботі з насінниками багаторічних трав

Підвищена осиплість трав'яних культур вимагає: мінімізації вібрацій, плавного набору обертів, уникнення перевантаження молотарки.

Дрібне та легке насіння спричиняє підвищену запиленість, тому необхідно: застосовувати респіратор, закривати всі люки та вікна кабіни, вмикати фільтро-вентиляційну установку.

Робота при сильному вітрі забороняється (ризик перекидання полум'я, втрата контролю над викидами).

## **4.2 Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів при збиранні урожаю зерна**

Процес збирання зернових культур є одним із найбільш небезпечних етапів польових робіт, оскільки поєднує вплив великої кількості рухомих механізмів, агресивного пилового середовища, підвищеної пожежної безпеки та несприятливих метеорологічних умов. Під час експлуатації зернозбирального комбайна «Полісся» на працівника діють фізичні, хімічні, психофізіологічні та фактори пожежонебезпеки, які можуть спричинити травматизм або професійні захворювання. Нижче проведено комплексний аналіз основних небезпечних та шкідливих виробничих факторів.

### **1. Фізичні небезпечні фактори**

#### *Рухомі частини та механізми*

До найбільш небезпечних елементів відносяться: молотильно-сепаруючий апарат (барабан, підбарабання, вальці), шнеки та транспортери подачі маси, приводні ремені, ланцюги, шківи, ротор вентилятора та елеватори.

Небезпека: затягування одягу, захоплення кінцівок, ампутаційні травми, удари частинами механізмів. Причини: доступ до відкритих обертових деталей, усунення забивання без зупинки двигуна, несправні захисні кожухи.

#### *Підвищений рівень шуму*

Під час роботи комбайна рівень шуму у кабіні може досягати 85–95 дБ, а біля молотарки – 100 дБ і більше. Наслідки: погіршення слуху, головний біль, швидка втомлюваність, зниження уваги. Фактори посилення: неправильна герметизація кабіни, зношені підшипники чи ремені.

#### *Вібрація*

Джерела вібрації: двигун, ходова частина, молотильний барабан, нерівномірна подача рослинної маси. Наслідки: вплив на опорно-руховий апарат, порушення кровообігу, зниження точності керування комбайном.

#### *Запиленість та забрудненість повітря*

Під час збирання пшениці, ячменю та особливо насінників багаторічних

трав утворюється велика кількість пилу, що містить органічні частинки, спори грибів, кліщів, мікроелементи. Наслідки: подразнення слизових, алергічні реакції, захворювання дихальних шляхів. Максимально небезпечні ситуації: обмолот трав (люцерни, конюшини), коли пил має високу алергенність.

#### *Небезпечні температурні фактори*

До таких відносять перегрів двигуна, нагрівання підшипників і ременів, температура вихлопних газів. Наслідки: опіки, займання стерні та рослинних залишків.

#### *Небезпека перекидання комбайна*

Причини: робота на схилах більше 8–12°, швидкі маневри на пересіченій місцевості, нерівномірне завантаження бункера.

Наслідки: важкі травми оператора, пошкодження техніки.

#### 2. Хімічні шкідливі фактори

- Вплив вихлопних газів дизельного двигуна: оксиди азоту, чадний газ, сірчисті сполуки.

- Аерозолі масел та гідравлічних рідин при обслуговуванні.

- Пестицидні залишки на соломі або пилу при збиранні оброблених посівів.

Наслідки: подразнення слизових, отруєння, головний біль, алергії.

#### 3. Пожежонебезпечні фактори

Зернозбиральні роботи входять до групи робіт із підвищеним ризиком пожежі.

Основні джерела небезпеки: гарячі частини двигуна, перегріті підшипники, іскри від електропроводки, потрапляння соломи на глушник, накопичення пилу в молотарці, заправка паливом на гарячий двигун.

Наслідки: займання стерні, загоряння комбайна, розповсюдження вогню по полю.

#### 4. Психофізіологічні та ергономічні фактори

- Монотонність роботи та висока зосередженість – оператор протягом 10–12 годин контролює десятки параметрів.

- Стрес та втома – ризик зростає у період пікового навантаження (липень–серпень).

- Обмежена видимість – пил, висока рослинність, вечірні роботи.

- Незручне робоче положення – тривале сидіння викликає навантаження на хребет.

- Високі вимоги до швидкої реакції – необхідність одночасно стежити за бункером, молотаркою, жаткою, об'їжджати перешкоди.

#### 5. Фактори, пов'язані зі станом довкілля

- Спека та сонячне випромінювання – ризик теплового удару.

- Вітер і низька вологість – підвищує запиленість та пожежну небезпеку.

- Робота вночі – погіршує видимість, збільшує ризик ДТП.

- Нерівності поля, яри, каміння – небезпека ударів та пошкодження ходової частини.

#### Висновок

Аналіз небезпечних і шкідливих виробничих факторів при виконанні зернозбиральних робіт показує, що найбільшу небезпеку становлять: рухомі та обертові частини молотильно-сепаруючого пристрою, пил і високий рівень шуму, пожежонебезпечні умови, психофізіологічна перевтома оператора, робота на нерівній місцевості та у складних погодних умовах.

Комплексне врахування цих факторів та застосування профілактичних заходів (регулярне ТО, наявність захисних кожухів, використання ЗІЗ, вогнегасників, дотримання регламенту роботи) є необхідною умовою безпечної експлуатації зернозбирального комбайна «Полісся».

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Метою даної роботи було підвищення ефективності функціонування молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайна під час збирання насінників багаторічних трав шляхом наукового обґрунтування конструктивних параметрів і режимів роботи вала верхнього вальця та визначення оптимальних умов його взаємодії з рослинною масою.

Об'єктом дослідження був молотильно-сепаруючий пристрій зернозбирального комбайну GS07 «Полісся» при його роботі під час збирання насінників багаторічних трав. Предметом дослідження стали закономірності впливу конструктивних параметрів та режимів роботи вала верхнього вальця на якість процесу збирання насінників багаторічних трав

У роботі магістра проведено аналіз молотильно-сепаруючих пристроїв зернозбиральних комбайнів. Ґрунтуючись на аналізі будови молотильно-сепаруючих пристроїв та даних про технологічні процеси збирання насінників багаторічних трав здійснено обґрунтування теми кваліфікаційної роботи магістра.

В кваліфікаційній роботі досліджено роботу вала верхнього вальця молотильно-сепаруючого апарату з метою визначення оптимальних параметрів та робочих режимів верхнього вальця молотильно-сепаруючого пристрою комбайну GS07 «Полісся» для роботи з насінниками багаторічних трав.

З метою підвищення ефективності процесу збирання льону-довгунцю, усунення недоліків, притаманних існуючим молотильно-сепарувальним пристроям, а також для забезпечення зростання продуктивності молотильного апарату та зменшення ступеня травмування насіння, було запропоновано застосування молотильного пристрою вальцювого типу з еластичними рифленими робочими поверхнями.

У роботі проведено розрахунок конструктивних та технологічних параметрів молотильно-сепаруючого пристрою та здійснено аналіз напружено-деформованого стану валу верхнього вальця.



У магістерській кваліфікаційній роботі також здійснено аналіз потенційно небезпечних і шкідливих виробничих факторів, що виникають у процесі збирання зернових культур. Окрему увагу приділено вимогам охорони праці під час експлуатації зернозбирального комбайна GS07 «Полісся», зокрема розглянуто заходи безпечної організації робіт, технологічні ризики та способи їх мінімізації.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Анеляк М. М. Дослідження процесу витирання і сепарації насіння люцерни комбайном «Дон-1500», обладнаного пристроєм для збирання насінників трав [Електронний ресурс]. Текст: прямий. Режим доступу: <https://dspace.kntu.kr.ua/>
2. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: Навчальний посібник / За ред. Д.Г. Войтюк, С.С. Яцун, Довжик М.Я. Суми: Університетська книга, 2008. 450 с.
3. Гречкосій В.Д. Довідник сільського інженера. Київ, «Урожай», 1988. 354 с.
4. Довбуш Т.А. Методи проектування сільськогосподарських машин: навчально-методичний посібник до курсового проектування /Т.А. Довбуш, Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2019. 72 с.
5. Енергетичні засоби сільськогосподарського виробництва. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт для студентів денної та заочної форм здобуття освіти за освітньо-професійною програмою 208 «Агроінженерія» / Олексюк В.П., Брошак І.С., Мартинюк В.В. Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2024. 71 с.
6. Кльонін Н. И. т ін. Сільськогосподарські машини (Елементи теорії робочих процесів, розрахунок регулювальних параметрів и режимів роботи). Навч. посібник. К.: «Колос», 1970. 456 с.
7. Лапін В.М. Безпека життєдіяльності людини. / В.М. Лапін. Львів: ЛБК НБУ. Київ: Знання, 2000. 188 с.
8. Машини для збирання зернових та технічних культур / за ред. В. І. Кравчука, Ю. Ф. Мельника. Дослідницьке : УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. 296 с.
9. Механізація збирання насінників трав з використанням зернозбиральних комбайнів [Електронний ресурс]. НУБіП України. Режим доступу: [dglib.nubip.edu.ua](http://dglib.nubip.edu.ua).

10. Микитенко А. П., Половий М. П. Насінництво багаторічних трав : навч. посіб. Київ : Урожай, 1976. 184 с.

11. Олексюк В.П. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи для студентів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія» / Олексюк В.П., Сташків М.Я. Тернопіль: ТНТУ ім. І Пулюя, 2022. 47 с.

12. Олексюк В.П. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія». / В.П. Олексюк, А.В. Бабій, М.Я. Сташків, Н.І. Хомик, Т.А. Довбуш, Г.Б. Цьонь, В.В. Мартинюк. Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2024. 93 с.

13. Охорона праці в сільському господарстві [Електронний ресурс]: Режим доступу вільний: [http://ipal.at.ua/publ/okhorona\\_praci/mozhlivi](http://ipal.at.ua/publ/okhorona_praci/mozhlivi)

14. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. /В.Т. Павлище. К.: Вища школа, 1993. 556 с.

15. Погорілець О. М., Пришляк В. М. Машини для збирання зернових культур : електронний навчальний посібник. Вінниця : ВНАУ, 2015. 400 с.

16. Сенчук М. М. Сільськогосподарські машини в насінництві : навчально-методичний посібник. Біла Церква : БНАУ, 2014. 165 с.

17. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання кваліфікаційної роботи для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності Агроінженерія / Н. І. Хомик, В. П. Олексюк, М. Я. Сташків, А. В. Бабій, Т. А. Довбуш. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2025. 180 с.

18. Хомик Н.І. Основи агрономії: навчальний посібник (курс лекцій) / Н. І. Хомик, Г. Б. Цьонь, Т. А. Довбуш, В. П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2021. 232 с.

19. Чомко В., Співак Д. Аналіз технології вирощування багаторічних трав // Матеріали VIII Міжнародної студентської конференції „Природничі та гуманітарні науки“, Тернопіль, 24-25 квітня 2025 року. 2025. С. 38–39.

20. Rogovskii I. L. Analysis of grain losses by the classic threshing-separating

device of the combine harvester. – Scientific Reports of NULES of Ukraine, 2021, №4(92).

21. Aneliak M. Study of the process of threshing leguminous grass seeds with a drum-type threshing device. – INMATEH Agricultural Engineering, 2023.

22. Ma Z. et al. Separation and cleaning of *Leymus chinensis* seed threshing mixture using a full-feed combine harvester. – International Journal of Agricultural and Biological Engineering, 2023.

23. Improvement of Harvesting Methods of Perennial Seed Grass. – Agricultural Engineering (Poland), 2016.

24. Hevko R., Stashkiv M., Lyashuk O., Vovk Y., Oleksyuk V., Tson O., Bortnyk I. Investigation of internal efforts in the components of the crop sprayer boom section. Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. Volume 105, Issue 1 (2021), 33 – 41.

25. Li L. et al. Effects of Mechanical Damage for Different Type of Threshing Patterns on Wheat Storage Quality Traits. – Foods, 2025.

26. Pidgurskyi M., Stashkiv M., Pidgurskyi I., Oleksyuk V., Pidluzhnyi O., Bykiv D., Borys I., Bulaienko R., Stashkiv V., Mushak A. (2024) Methodology of experimental and analytical research of technical systems. Scientific Journal of TNTU (Tern.), vol 116, no 4, pp. 50–58.

27. Roman Hevko; Yurii Nykerui; Taras Dovbush; Vasyl Oleksyuk. Substantiation of constructive parameters of a frame structure elements of the rope mechanism transport system for storing piece loadings into small warehouses. Scientific Journal of TNTU. Tern.: TNTU, 2020. Vol 100. No 4. P. 62–74.

28. Sustainable and smart logistics centers: Challenges and opportunities for Ukraine's transport system. Y Vovk, I Vovk, U Plekan, O Tson, V Oleksyuk Journal of Sustainable Development of Transport and Logistics Vol. 10 No. 1 (2025), 116-124.

## ДОДАТКИ