

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: **Обґрунтування параметрів молотильно-сепаруючого пристрою
зернозбирального комбайну «Полісся GS07»**

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МСм-61

напряму підготовки (спеціальності) 133

Галузеве машинобудування

(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

(підпис) **Козак Ю.П.**
(прізвище та ініціали)

Керівник _____
(підпис) **Гевко Р.Б.**
(прізвище та ініціали)

Нормоконтроль _____
(підпис) **Довбуш А.Д.**
(прізвище та ініціали)

Рецензент _____
(підпис) **Комар Р.В.**
(прізвище та ініціали)

Завідувач кафедри _____
(підпис) **Гевко Р.Б.**
(прізвище та ініціали)

м. Тернопіль – 2020

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

Гевко Р.Б.
(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 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)
студенту Козаку Юрію Петровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Обґрунтування параметрів молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайну «Полісся GS07»

Керівник роботи Гевко Роман Богданович, д.т.н., професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від « 01 » вересня 2020 року № 4/7-616

2. Термін подання студентом завершеної роботи 23 грудня 2020 року

3. Вихідні дані до роботи

Базова конструкція жатки комбайну «Полісся», 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. Аналіз особливостей об'єкту проектування. 2. Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки. 3. Дослідження параметрів об'єкту розробки.

4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях. Загальні висновки

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

1. Зернозбиральний комбайн КЗС-7. Загальний вигляд. – 1А1. 2. Апарат молотильний. Загальний вигляд. – 1А1. 3. Валець верхній. Складальне креслення. – 1А1. 4. Огляд конструкцій МСП зернозбиральних комбайнів. – 1А1. 5. Аналіз НДС вала верхнього вальця. – 1А1.

6. Деталювання – 1А1.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	Окіпний І.Б., доцент		
	Клепчик В.М., ст.викл.		

7. Дата видачі завдання

21.06.2020 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз особливостей об'єкту проектування.	20.10.2020 р.	
2	Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки.	10.11.2020 р.	
3	Дослідження параметрів об'єкту розробки	20.11.2020 р.	
4	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.	30.11.2020 р.	
5	Реферат. Вступ. Висновки.	02.12.2020 р.	
6	Графічна частина. Специфікації	05.12.2020 р.	

Студент

(підпис)

Козак Ю.П.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Гевко Р.Б.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Козак Юрій Петрович.

Тема роботи – «Обґрунтування параметрів молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайну «Полісся GS07»».

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

Керівник роботи – Гевко Роман Богданович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин.

Актуальність теми роботи

Молотильно-сепаруючі пристрої сучасних комбайнів, зокрема при використанні їх при збиранні насіннєвих посівів трав і льону мають ряд недоліків: великий відсоток травмування насіння при використанні класичної схеми МСУ; втрати насіння внаслідок недомолоту вороху через відмінності фізико-механічних властивостей насіннєвого вороху трав і льону від зернових культур; велика енергоємність процесу обмолоту вороху трав і льону .

У зв'язку з цим виникає необхідність розробки принципово нових молотильно-сепаруючих пристроїв для переробки насіннєвого вороху трав, а також при використанні для цих цілей зернозбиральних комбайнів.

Тому тематика дипломної роботи є надзвичайно актуальною.

Мета роботи

Основною метою дипломної роботи магістра є удосконалення молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайну «Полісся GS07»з метою його використання для збирання насінників багаторічних трав.

Об'єкт, методи та джерела дослідження

Об'єкт дослідження. молотильно-сепаруючий пристрій.

Предмет дослідження. Технологічні, конструктивні розрахунки та розрахунки на міцність елементів молотильно-сепаруючого пристрою.

Методи дослідження. Теоретико-емпіричний, теорії міцності, графічний, порівняльний, математичного моделювання.

Отримані результати:

- розглянуто будову та конструкцію зернозбирального комбайну «Полісся GS07»;
- проаналізовано особливості конструкцій молотильно-сепаруючих пристроїв зернозбиральних комбайнів;
- проведено розрахунки основних параметрів молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайну;
- розроблено конструкції складальних одиниць та деталей;
- проведено розрахунки на міцність найбільш навантажених деталей;
- обґрунтовано параметри та досліджено напружено-деформований стан валу верхнього вальця молотильно-сепаруючого пристрою;
- пророблено питання з охорони праці при роботі із зернозбиральними комбайнами та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Практичне значення отриманих результатів.

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

Апробація. Окремі результати роботи доповідались на IX міжнародній науково-технічній конференції молодих вчених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», Тернопіль, ТНТУ, 2020 р.

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 – 58 арк., додатки – 9 арк. формату А4, графічна частина – 6 аркушів формату А1.

Ключові слова: валець, комбайн, молотильний пристрій, ворох, насіння.

ЗМІСТ

Вступ	5
1. Аналіз особливостей об'єкту проектування	6
1.1. Опис об'єкту розробки	6
1.2. Огляд конструкцій молотильно-сепаруючих пристроїв зернозбиральних комбайнів	9
1.3. Обґрунтування теми дипломної роботи магістра	13
2. Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки	15
2.1. Обґрунтування змін внесених у базову конструкцію	15
2.2. Конструктивні розрахунки молотильно-сепаруючого пристрою	18
2.3. Технологічні розрахунки	22
2.4. Розрахунки елементів приводу молотильного апарату	32
2.3.1 Розрахунок ланцюгової передачі	33
3. Дослідження параметрів об'єкту розробки	39
3.1. Обґрунтування параметрів валу верхнього вальця	39
3.2. Розробка моделі об'єкту досліджень	44
3.3. Аналіз результатів досліджень	46
4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	-----
4.1. Вимоги охорони праці при роботі на зернозбиральних комбайнах	48
4.2. Заходи безпеки при роботі на зернозбиральних комбайнах	50
Загальні висновки	53
Перелік посилань	54
Додатки	56

ВСТУП

Так як врожайність природних трав, за звичай, є не дуже високою, важливість культивування сіяних трав не викликає ніяких сумнівів. Для того, щоб отримати високі врожаї трав (на корм чи на насіння) необхідним є дотримання відповідної агротехніки, а при культивуванні сіяних трав слід проводити якомога якісніше збирання насіння.

Надійної та досконалої технології заготівлі насіння багаторічних трав немає. У насінневих господарствах проблемою є відсутність необхідної спеціалізації. Насінники багаторічних трав дозрівають зазвичай у серпні місяці. А у цей час практично вся увага приділяється збиранню зернових культур. А збір насінників багаторічних трав вважається за другорядне завдання. І у самому «веселому» варіанті на обмолочення насінників трав виділяється один із зернозбиральних комбайнів. Однак у вітчизняної зернозбиральної техніки припустимі втрати зерна складають 3-4% на одному гектарі поля. Біологічна ж врожайність насінників багаторічних трав складає до 5 центнерів. Тому, здійснивши обмолот насінників зернозбиральними комбайнами, господарство в ідеальному варіанті отримує до одного центнера насіння з гектара. Тому, для проведення таких збиральних робіт потрібні зовсім інакші, спеціальні комбайни.

Підвищити інтенсивність насінництва не розширюючи при цьому посівних площ, є можливим лише за одним керунком – розробивши відповідні технології, які забезпечать мінімальні втрати насіння при збиранні та переробці насінників багаторічних трав .

Тому виникає необхідність для розробки принципово нових конструкцій молотильно-сепаруючих пристроїв, які призначатимуться для переробки насінневого вороху багаторічних трав, а також при застосуванні з цією метою зернозбиральних комбайнів

1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1. Опис об'єкту розробки

Будова і робочий процес зернозбирального комбайну “Полісся GS07”

Комбайн призначається для прямого та роздільного прибирання колоскових зернових культур, а при використанні спеціальних пристроїв - для збирання урожаю рапсу, зернової складової соняшнику, зернових бобових, круп'яних культурних рослин, а також насінників багаторічних трав. Комбайн проводить зрізування та обмолочення рослин, сепарування та очищення зерна, накопичування урожаю зерна в бункері для подальшого вивантаження. Незернова частина врожаю складається у валки або після подрібнення розкидається по поверхні поля. Пропускна здатність комбайну при збиранні різних сортів пшениць складає 10 ... 12 кг/с.

На комбайнах встановлюються двигуни типу Д-260 (Д-260.9) з номінальною потужністю порядку 132 кВт (180 л/с). Як молотильний пристрій застосовують апарат бильного типу при ширині молотильного апарату 1200 мм за діаметра барабану 800 мм. Соломотряс містить 4-и клавіші при довжині 4100 мм. Ширина захоплення жатки для збирання зернових культур складає 6 м. Об'єм бункера складає 5 куб.м. Споряджена маса комбайна складає десь 11,6 тонн. В середньому запланований термін служби комбайну складає 10 років [9].

Комбайн у базовій комплектації обладнується молотаркою самохідною та жаткою для зернових культур (рис. 1.1). Самохідна молотарка обладнана майданчиком управління, кабіною, зерновим бункером, моторною установкою, вивантажним шнеком, соломоподрібнювачем, очисткою і соломотрясом, молотильним апаратом, похилою камерою. Містить також ходову частину з системою гідропривода, гідросистему рульового керування і силові циліндри, електрообладнання, автоматичну систему контролю (АСК) та систему приводів робочих органів. Жатка та очистка комбайну в певній мірі є уніфікованими з подібними вузлами зернозбиральних комбайнів типу «Дон».

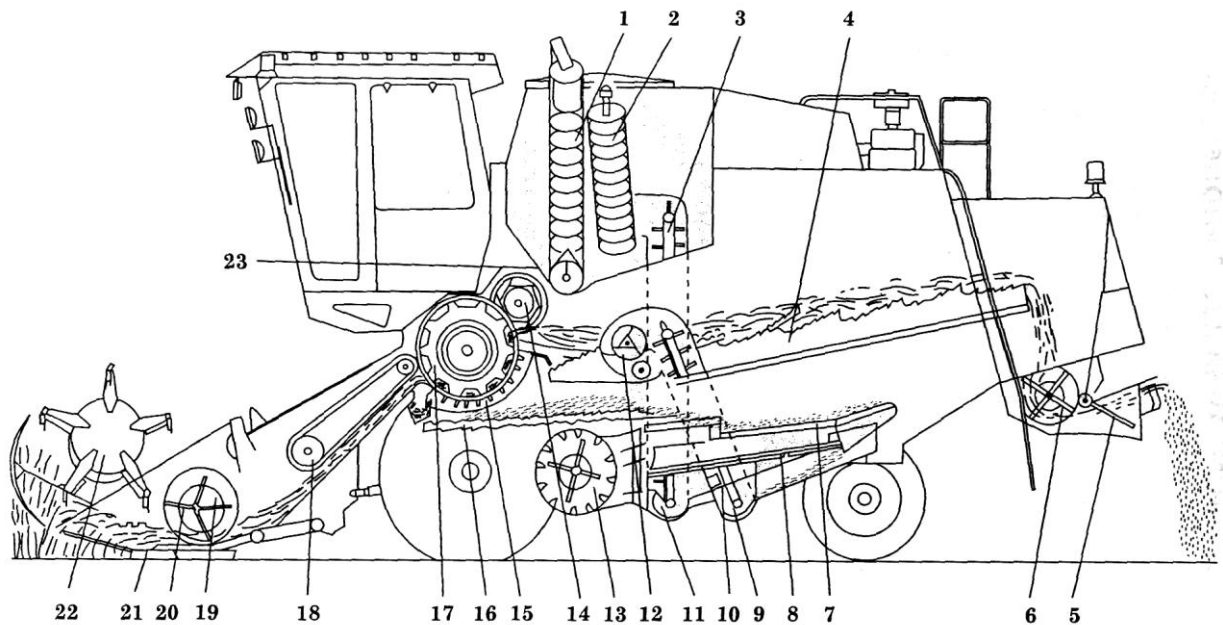
Технологічний процес збирання урожаю комбайна при способі прямого

комбайнування проходить так. При рухові комбайну стебла захоплюються граблями мотовила 22 жатки і підводяться до різального апарата 21, далі зрізана маса подається до шнека 19. Спіралі лівого та правого напрямку шнека жатки переміщують зрізану масу до центра жнивarki, де розташовано пальчиковий механізм 20. Зібрана маса від пальчикового механізму потрапляє до транспортера похилої камери 18, і далі переміщується до молотильного апарату 17, у котрому здійснюється вимолочення зерна.

У процесі вимолочення власнезерно, полова та фракція невеликого соломистого вороху просипаються крізь отвори в підбарабанні 15 на струшувальну дошку 16. Далі зернова частина суміші транспортується для очищення на решітний стан.

При переміщенні суміші по струшувальній дошці проходить її попереднє розділення на різні фракції: зернова фракція переміщується униз, а все інше переміщаються вгору. Маса зернової фракції додатково також розпушується на пальцевидних решетах.

Основна частина процесу очищування зерна відбувається на додаткових, верхніх і нижніх решітах очистки, які з метою інтенсифікації проходження процесу сепарування зерна продуваються повітряними потоками від вентилятора. Повністю очищена зернова частина зсипається через піддон на зерновий шнек 11 і далі зерновим елеватором 3 завантажується у бункер. Верхнє решето має подовжувач, котрий відокремлює невимолочені колоски урожаю, далі вони спрямовуються в домолочувальний пристрій 12 і потім потрапляють на повторне очищування.



“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 1.1 – Схема технологічного процесу роботи комбайна “Полісся”

Після повного проходження через молотильний апарат соломиста маса відкидується на соломотряс 4 за допомогою відбійного бітера 14. В процесі струшування на клавішах соломотрясу проходить виділення залишків зерна із соломистого вороху, котре потім спрямовується на очистку. За допомогою клавіш соломотрясу солома транспортується і подається до заднього капоту, з котрого розстелюється на площину вже скошеного поля. Якщо встановити на комбайні соломоподрібнювач, то можна формувати масу соломи у валок або подрібнювати її за допомогою ротора 6 і через дефлектор 5 розкидати по скошеній частині поля. Полова з іншими легкими домішками повітряним потоком, що нагнітається вентилятором з очистки видуюються власне на поле.

Технічна характеристика зернозбирального комбайна «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 ³	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

1.2. Огляд конструкцій молотильно-сепаруючих пристроїв зернозбиральних комбайнів

На протязі тривалого часу в основі комбайнового парку сільськогосподарських підприємств нашої країни були зернозбиральні комбайни Дон- 1500 та СК- 5М "Нива", які і надалі використовуються в окремих господарствах. Поряд з тим все більше застосування отримують новітні зернозбиральні комбайни доволі різноманітних типів [9].

Для прикладу, на сільськогосподарських підприємствах Білорусії успішно реалізовується виробництво нових комбайнів для збирання зернових культур доволі високого технічного рівня. Так, на заводі «Лідагропромаш» спільно з фірмою CASE IH налагоджено виробництво комбайнів «Ліда - 1300» по зразку моделі CASE IH 525 з реалізацією можливості в подальшому випуску нових моделей [4]. На виробничому об'єднанні «Гомсільмаш» випускається

багатофункціональний зернозбиральний комплекс КЗР-10 на основі універсальних енергетичних засобів, а крім того самохідна зернозбиральна техніка КЗС-10 і КЗС-7, виконана по класичній схемі [5].

В теперішніх реаліях у зв'язку з гострою необхідністю орієнтування на новітні сільськогосподарські технології вирощування з адекватним технічним забезпеченням є стійка потреба в надійній, високопродуктивній зернозбиральній техніці. Однією з можливих способів розв'язання такої проблеми є використання в господарствах закордонних комбайнів. Для прикладу, успішно використовуються на сільськогосподарських угіддях України зернозбиральні комбайни підприємств колишньої НДР "FORTSCHRITT, фірм MDW, CASE IH, CLAAS" та ін; є певні напрацювання у сфері розширення взаємовигідного співробітництва з фірмами "CLAAS, JOHN DEERE, BIZON" та ін.

З метою збільшення продуктивності збирання врожаїв зернових, мінімальних втрат насіння та суттєвого збільшення якості обмолочування зерна провідні світові виробники – "MASSEY FERGUSON", що входять у корпорацію "AGCO, CLAAS, CNH (CASE - NEW HOLLAND), JOHN DEERE", а також інші виробники практично кожного року пропонують нові вдосконалені моделі зернозбиральних комбайнів.

Конструкції сучасних зернозбиральних комбайнів по застосовуваній технологічній схемі молотильних-сепаруючих пристроїв (МСП) поділяються на три базових різновидів: класична, роторна і комбінована.

У зернозбиральних комбайнах, що працюють за класичною схемою обмолочення і сепарування хлібної маси здійснюється за допомогою бильного барабану та клавішного соломотрясу.

У роторних комбайнів технологічний процес вимолоту та сепарації зерна проводиться в одному механізмі, що одночас здійснює обмолот і сепарацію, і відповідно вся хлібна маса, що надходить на обмолочення в повній мірі обмолочується, при цьому виділяючи майже все насіння.

За рахунок того, що в роторних робочих органах процес сепарації відбувається більш інтенсивно, то мінімальні втрати насіння будуть навіть при високих урожайностях обмолочуваних культур, підвищених вологості та навіть за

наявності різних бур'янів.

Перевагою роторних комбайнів є перш за все обмолочення з меншими, якщо порівнювати з класичними комбайнами, лінійними швидкостями бил, що суттєво усуває дріблення та мікропошкодження насіння, і при цьому також дозволяє покращити його посівні якості. В роторних МСП більша частина насіння відділяється за рахунок «вितिрання» зерна із колосків, а не за рахунок ударів бил, як при використанні традиційних молотильних апаратів.

За своїми конструктивними виконаннями роторні комбайни поділяються на ті, які забезпечують аксіальну і тангенціальну подачу маси.

У комбінованих МСП для обмолочення та сепарування збируваної маси застосовуються класичні МСП, а сепарування грубого вороха проводиться за використання роторних соломосепараторів, які мають аксіальну подачу.

Молотильно-сепаруючі системи комбайнів класичної схеми

Переважаюча більшість різних моделей зернозбиральних комбайнів обладнані молотарками «класичного» типу (рис.1.2). Основною частиною таких молотарок є «класична» молотильно-сепаруюча система (МСС), котра облаштовується барабанно-дековим молотильно-сепаруючим пристроєм (МСП) і клавішним або комбінованим (роторно-клавішний, клавішний з різними активізаторами) соломосепаратором.

Молотарки типу аксіально-роторного МСС і МСС суміщеного типу (облаштовані барабанно-дековим МСП і аксіально-роторним соломосепаратором) зустрічаються вкрай рідко.

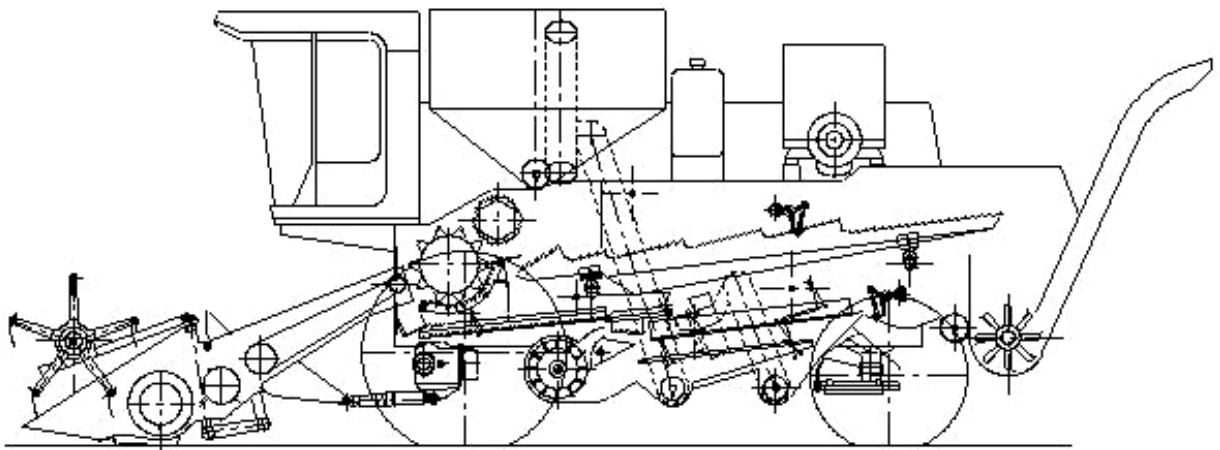


Рисунок 1.2 – Зернозбиральний комбайн з барабанно-дековим МСП і клявішним соломосепаратором

Молотильно-сепаруючі пристрої роторних комбайнів

Потужні зернозбиральні комбайни, які працюють за класичною схемою вже досягли своїх граничних розмірів за габаритами. Тому подальше розвивання конструкцій найпотужніших зернозбиральних комбайнів відбувається на основі застосування молотильно-сепаруючих пристроїв (МСП) роторного типу, які за рахунок менших лінійних розмірів можуть забезпечити доволі високе значення пропускної здатності комбайнів за мінімальних втрат насіння (до 1%) (Рис. 1.3).

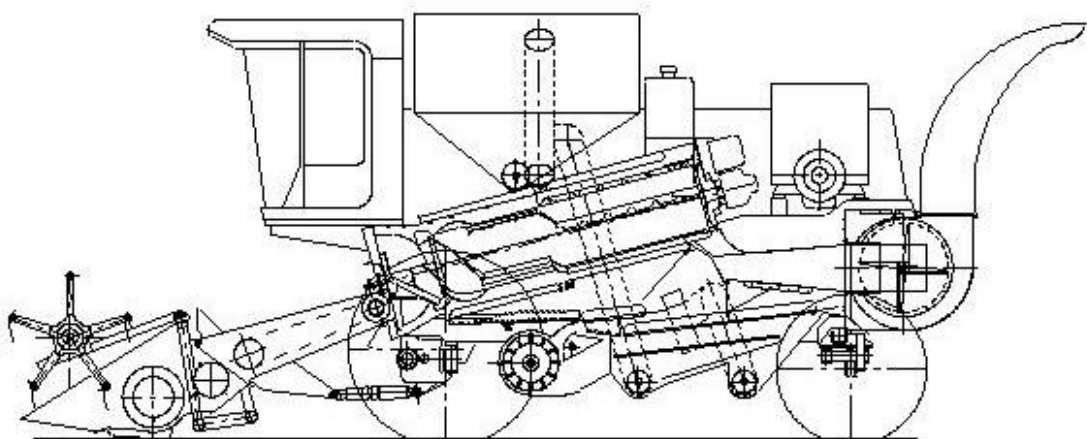


Рисунок 1.3 – Комбайн зернозбиральний самохідний з аксіально- роторною молотаркою

Комбіновані молотильно-сепаруючі пристрої

У конструкціях МСП комбайнів із серії ВЕТА (рис. 1.4) з метою підвищення пропускної здатності МСП вводять додатковий пальцевий бітер, яких розміщують перед транспортерами похилої камери, що дозволяє забезпечити більш рівномірне розподілення потоку маси за всією шириною похилої камери, а також рівномірне її подавання у молотильний барабан, при ефективному обмолоті і сепарації насіння.

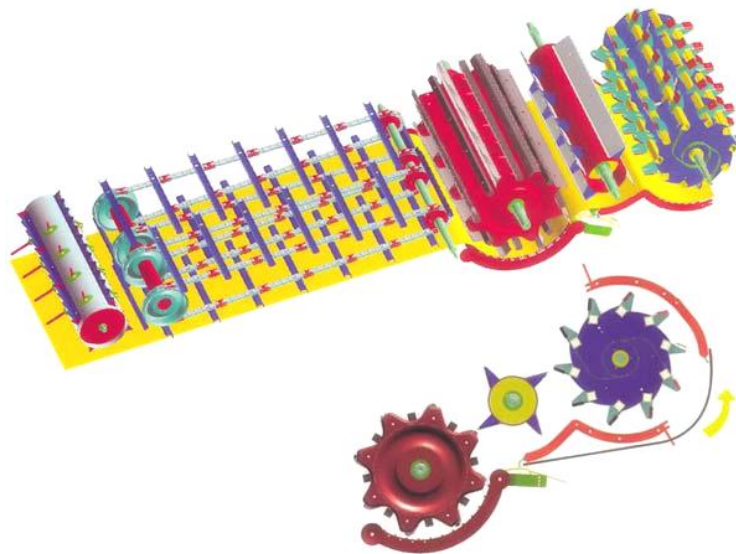


Рисунок 1.4 – Молотильно-сепаруючий пристрій комбайнів “MASSEY FERGUSON серії ВЕТА”

В порівнянні з іншими комбайнами з ротаційними соломосепараторами, в конструкціях МСП зернозбиральних комбайнів ВЕТА підбарабання їхнього ротаційного сепаратора може мати два положення - пасивне та активне. У випадку, коли потреби в інтенсифікації обмолоту немає, підбарабання можна повернути і розташувати над сепаратором.

Переведення підбарабання проводиться за допомогою електромотора без використання інших інструментів. Клавیشі соломотрясів у зернозбиральних комбайнах серії ВЕТА є закритого типу і мають вертикальні штамповані решіта, що розділяють, власне, самі ступені клавіш.

Висновки:

Нами проаналізовано та виявлено певні недоліки МСП сучасних зернозбиральних комбайнів, зокрема при застосуванні їх для збирання насіннєвих посівів багаторічних трав та льону:

- Схильність до утворення «джгутів» та деяке залипання решіт вологою листяно-стебельною фракцією;
- Доволі суттєве травмування насіння трав при застосуванні класичних схем МСП;
- Втрати насіння за рахунок недомолочення вороху маси через суттєві відмінності у фізико-механічних властивостях насіннєвого вороха багаторічних трав та льону від вороха зернових культур;
- Підвищена енергоємність самого процесу обмолочення вороху багаторічних трав і льону .

Тому виникає необхідність для розробки принципово нових конструкцій молотильно-сепаруючих пристроїв, які призначатимуться для переробки насіннєвого вороху багаторічних трав, а також при застосуванні з цією метою зернозбиральних комбайнів.

1.3. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи магістра

Так як врожайність природних трав, за звичай, є не дуже високою, важливість культивування сіяних трав не викликає ніяких сумнівів. Для того, щоб отримати високі врожаї трав (на корм чи на насіння) необхідним є дотримання відповідної агротехніки, а при культивуванні сіяних трав слід проводити якомога якісніше збирання насіння.

Надійної та досконалої технології заготівлі насіння багаторічних трав немає. У насіннєвих господарствах проблемою є відсутність необхідної спеціалізації. Насінники багаторічних трав дозрівають зазвичай у серпні місяці. А у цей час практично вся увага приділяється збиранню зернових культур. А збір наасінників

багаторічних трав вважається за другорядне завдання. І у самому «веселому» варіанті на обмолочення насінників трав виділяється один із зернозбиральних комбайнів. Однак у вітчизняної зернозбиральної техніки припустимі втрати зерна складають 3-4% на одному гектарі поля. Біологічна ж врожайність насінників багаторічних трав складає до 5 центнерів. Тому, здійснивши обмолот насінників зернозбиральними комбайнами, господарство в ідеальному варіанті отримує до одного центнера насіння з гектара. Тому, для проведення таких збиральних робіт потрібні зовсім інакші, спеціальні комбайни.

Підвищити інтенсивність насінництва не розширюючи при цьому посівних площ, є можливим лише за одним керунком – розробивши відповідні технології, які забезпечать мінімальні втрати насіння при збиранні та переробці насінників багаторічних трав .

На підставі аналізу, нами були виявлені недоліки МСП сучасних зернозбиральних комбайнів, зокрема при застосуванні їх для збирання насіннєвих посівів багаторічних трав та льону:

- Доволі суттєве травмування насіння трав при застосуванні класичних схем МСП;
- Втрати насіння за рахунок недомолочення вороху маси через суттєві відмінності у фізико-механічних властивостях насіннєвого вороха багаторічних трав та льону від вороха зернових культур;
- Підвищена енергоємність самого процесу обмолочення вороху багаторічних трав і льону.

Тому виникає необхідність для розробки принципово нових конструкцій молотильно-сепаруючих пристроїв, які призначатимуться для переробки насіннєвого вороху багаторічних трав, а також при застосуванні з цією метою зернозбиральних комбайнів

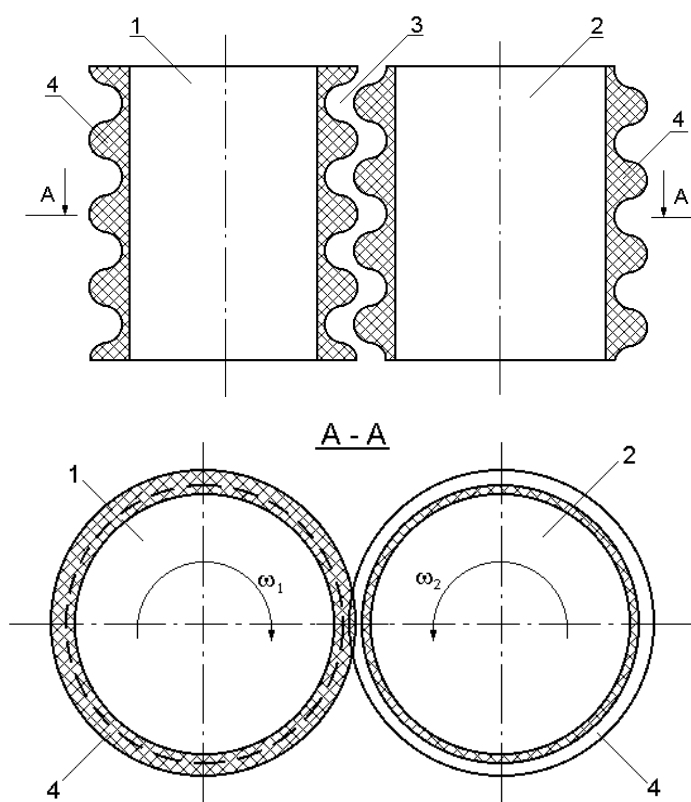
Отже основним завданням дипломної роботи є удосконалення молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайну «Полісся» з метою використання для збирання насінників багаторічних трав з обґрунтуванням його основних параметрів.

2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

2.1. Обґрунтування змін внесених у базову конструкцію

Для того, щоб усунути виявлені недоліки, а також щоб збільшити продуктивність молотильного пристрою, знизити травмування насіння, було запропоновано молотильний пристрій вальцевого типу з еластичними робочими поверхнями.

У даному молотильному пристосуванні (рис. 2.1) його вальці виконано у вигляді циліндрів з рифленнями та еластичними хвилеподібними робочими поверхнями, в яких западини плавно переходять у виступи по лінії їхнього з'єднання. Рифи одних вальців входять в западини інших вальців так, що між їхніми поверхнями утворено криволінійний молотильний зазор.



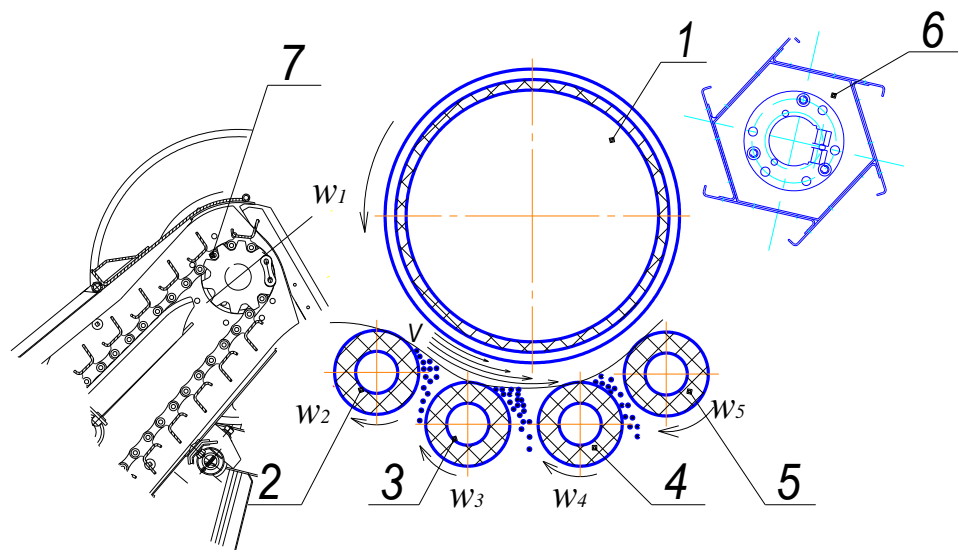
1 - валець більшого діаметру; 2 - валець меншого діаметру; 3 - молотильний зазор; 4 - еластична рифлена поверхня

Рисунок 2.1 – Схема молотильного пристрою з еластичною рифленою робочою поверхнею

Вальці мають здатність обертатися назустріч один одному з неодинаковими кутовими швидкостями. Відстань між центрами двох вальців можна регулювати в потрібних діапазонах, окрім цього нижні вальці є підпружиненими.

Принцип дії молотильного пристрою. Коли валець 1 обертається назустріч вальця 2 з неодинаковими кутовими швидкостями, та на матеріал, який надходить в молотильний зазор 3, що утворюється за рахунок рифленої поверхні вальців 1 та 2, чиниться згинаюча дія в поперечному напрямі, за рахунок дії сил F_1 , F_2 і F_3 , та витираюча дія сил F_4 і F_5 в поздовжньому напрямі, що дозволяє виділити насіння. За рахунок рифленої поверхні вальців є змога до збільшення площі контакту в $\pi/2$ разів (рис. 2.1).

Молотильний пристрій покликаний до покращення якості обмолочування насіння за рахунок поєднання деформацій вороха в поздовжньому і поперечному напрямках поряд із зростанням площі контакту вороха з площиною поверхні вальців власне у молотильному зазорі.



1 - валець більшого діаметру; 2,3,4 і 5 - вальці меншого діаметру;

6 - відбійний бітер; 7 - похила камера

Рисунок 2.2 – Схема молотильного пристрою

еластичними рифленими робочими поверхнями проходить наступним чином. Валець 1 обертається назустріч вальцям 2, 3, 4, 5 з неодинаковими кутовими швидкостями, таким чином на матеріал, який подається у молотильний зазор 3 (рис. 2.2), що утворюється рифленими поверхнями вальців 1 і 2, 1 і 3, 1 і 4, 1 і 5 створюється згинальна дія в поперечному напрямі при дії сил F_1 , F_2 і F_3 та витираюча дія, при дії сил F_4 і F_5 у поздовжньому напрямку, а це приводить власне до вимолочування насіння. За рахунок того, що вальці 2, 3, 4 і 5 можуть обертатися з різними кутовими швидкостями, створюються сприятливі умови для сепарації вороху.

Під час проходження через молотильний зазор маси вороха великих обсягів між вальцями 1-2, 1-3, 1-4 і 1-5, що можуть по черзі відхилятися, через те, що кожен із них є підпружиненим і за рахунок цього усувається нещільність прилягання, а також унеможлиблюється забивання самого молотильного апарата.

Загальний вигляд молотильних вальців з еластичними рифленими робочою поверхнями представлено на рис. 2.3.



Рисунок 2.3 – Загальний вигляд вальця з еластичними рифленими поверхнями

2.2. Конструктивні розрахунки молотильно-сепаруючого пристрою

Методики розрахунків робочих органів молотильних пристроїв вальцевого типу з еластичними рифленими робочими поверхнями передбачають визначення

значень певних параметрів:

- а) молотильний зазор між вальцями;
- б) пропускна здатність молотильного апарату;
- в) частота обертання вальців;
- г) показник кінематичного режиму роботи вальців.

Для визначення вказаних вищесараметрів робочих органів вальцового типу з рифленими поверхнями в якості початкових розрахункових даних використовуються агробіологічні особливості вороху з насінням багаторічних сіяних трав, а також результати досліджень їх фізико-механічних властивостей.

Під час проведення досліджень встановлено, що самі менші втрати насіння від пошкоджуваності можна досягти при певних значеннях геометричних параметрів самих вальців: діаметр вальців складає $D = 0,21 \dots 0,54$ м; ширина основи рифів самих вальців складає $\bar{l} = 0,025 \dots 0,060$ м; висота рифів власне вальців складає $h = 0,01 \dots 0,03$ м.

Величина молотильного зазору між розраховуваними вальцями визначаємо із умови забезпечення самого більшого ступеня вимолочування насіння та його мінімального пошкодження, згідно формули:

$$\delta = R \cdot (\cos \theta - 1) + r_k \cdot \cos \varphi, \quad (2.1)$$

де R – середній радіус розраховуваних вальців, м;

θ - кут захвату вальцями частки матеріалу, град;

r_k - середній радіус розглядуваної коробочки льону, м;

φ - кут тертя оброблюваного матеріалу по робочій поверхні вальців, град.

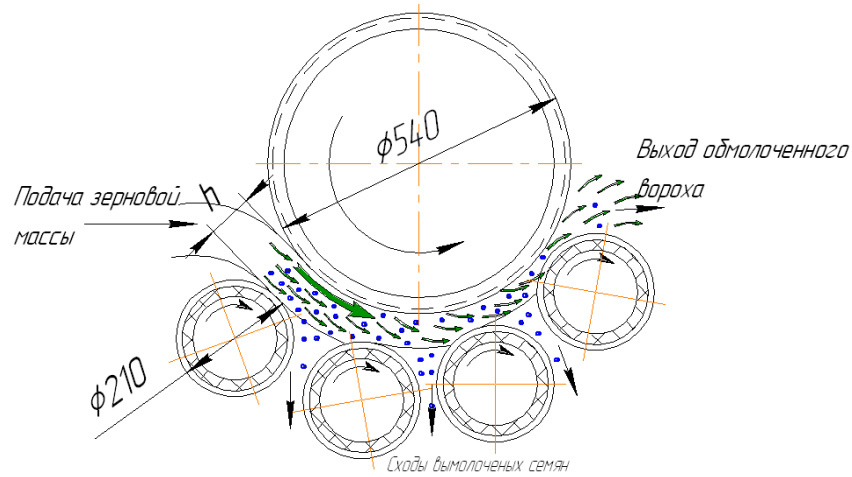


Рисунок 2.4 – Схема до визначення пропускної здатності молотильних апаратів

Величина пропускної здатності молотильних апаратів визначається з врахуванням середньої швидкості обертів 1-их валів:

$$q_B \leq q_M, \quad (2.2)$$

де 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.

З певними припущенням, приймемо:

$$v_{\text{нб}} = \frac{1}{2} \cdot \left[\omega'_1 \cdot \left(R_1 + \frac{h}{2} \right) + \dots + \omega'_n \cdot \left(R_n + \frac{h}{2} \right) \right], \quad (2.3)$$

$$v_{\text{нб}} = \frac{1}{2} \cdot \left[52,3 \cdot \left(568 + \frac{4}{2} \right) + 136 \cdot \left(749 + \frac{4}{2} \right) \right] = 30 \text{ м/с.}$$

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

Тоді,

$$q_1 = \frac{\sqrt{16 \cdot h^2 + \bar{l}^2} \cdot \delta \cdot \gamma \cdot v_{\text{нб}}}{2 \cdot \bar{l}}, \quad (2.4)$$

де h - висота рифів вальця, м;

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

δ – значення величини зазору між вальцями, м;

γ - густина вороха, що поступає на обмолочення, кг/м³;

ω'_1, ω'_2 - кутові швидкості обертання 1-го та 2-го вальців, відповідно с⁻¹;

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

Частота обертання вальців визначається із умови відсутності нагромадження вороха в зоні обмолочення, а також стійкого протікання самого процесу обмолочування

$$\omega = \frac{30 \cdot q_1}{\pi \cdot R \cdot \delta \cdot \gamma \cdot \hat{l} \cdot \varepsilon \cdot \eta}, \quad (2.5)$$

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

\hat{l} - довжина твірної робочої поверхні вальця, м;

ε - коефіцієнт, який враховує використання ширини молотильного зазора вальців;

η - коефіцієнт, який враховує пробуксовування вальців за масою.

Для розглядуваного випадку довжину твірної поверхні вальця знайдемо так:

$$\hat{l} = L \cdot r \cdot \frac{\pi}{2} = 1200 \cdot 4 \cdot \frac{3,14}{2} = 7536 \text{ м}, \quad (2.6)$$

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

r - радіус заокруглення виступів і впадин, м.

З урахуванням цього формула (2.5) буде мати такий вигляд:

$$\omega = \frac{30 \cdot q_1}{\pi^2 \cdot R \cdot \delta \cdot \gamma \cdot n_p \cdot r \cdot \varepsilon \cdot \eta} . \quad (2.7)$$

Взаємовідношення лінійних швидкостей обмолочувальних вальців залежить від проходження процесу обмолоту, який визначається згідно агротехнічних вимог:

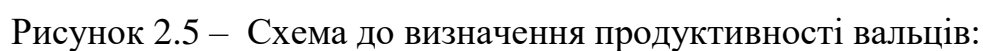
$$E = \left(1 - \frac{v_1^2}{v_2^2}\right) + \left(1 - \frac{v_1^2}{v_3^2}\right) + \left(1 - \frac{v_1^2}{v_4^2}\right) + \left(1 - \frac{v_1^2}{v_5^2}\right) = 4 - \frac{v_1^2}{v_2^2} - \frac{v_1^2}{v_3^2} - \frac{v_1^2}{v_4^2} - \frac{v_1^2}{v_5^2}, \quad (2.8)$$

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

2.3. Технологічні розрахунки

Для розрахунків пропускної здатності запропонованого молотильного апарата потрібно знати його основні конструктивні параметри. Для цього розглядаємо фрагмент вальця з ділянкою від R_{\min} до R_{\max} (рис. 2.5), поверхня котрого описана лінією $y=f(x)$. 2-га лінія, рівняння якої $y=g(x)$ отримується шляхом зміщення кожної точки 1-ої лінії по нормалі до неї на значення δ та огинає поверхню 2-го вальця, а величина δ – це молотильний зазор.

Щоб визначити продуктивність розробленого молотильного пристрою знайдемо шлях коробочки льону та суцвіття, при проходжуванні котрого на них чиниться руйнуюча дія з боку вальців (рис. 2.5).



Із схеми отримуємо:

$$O_2O = R_2 + R_\kappa \cdot \cos \alpha, \quad (2.10)$$

де R_k - радіус коробочки льону, м;

R_1 і R_2 - середні радіуси молотильних вальців, м.

25

Тоді:

$$\cos \theta_1 (R_1 + r_K \cos \alpha) = c - \cos \theta_2 (R_2 + r_K \cos \alpha). \quad (2.11)$$

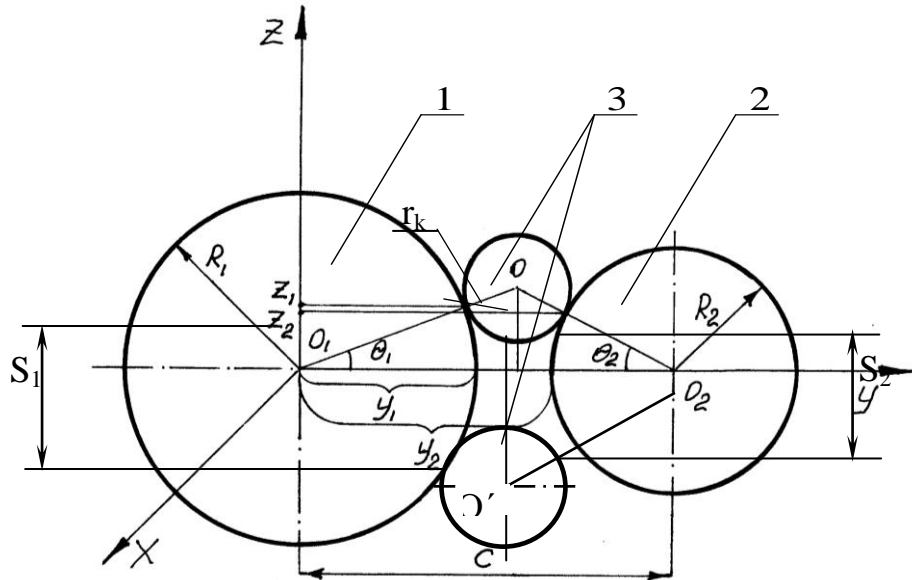


Рисунок 2.6 – Схема до визначення шляху, який проходить коробочка в молотильному зазорі

Кути θ_1 і θ_2 , котрі характеризують точки дотикання коробочок льону з поверхнею, визначимо із формули (2.11):

$$\cos \theta_2 = \sqrt{1 - \sin^2 \theta_1 \cdot \left(\frac{R_1 + r_E \cdot \cos \alpha}{R_2 + r_E \cdot \cos \alpha} \right)^2}, \quad (2.12)$$

або

$$\cos \theta_1 = \frac{c^2 - (R_2 + r_E \cdot \cos \alpha)^2 + (R_1 + r_E \cdot \cos \alpha)^2}{2 \cdot c \cdot (R_1 + r_E \cdot \cos \alpha)}. \quad (2.13)$$

Формули (2.12 і 2.13) дають можливість обчислити значення кутів поворотів молотильних вальців в проміжку від моменту дотику коробочки чи суцвіття з робочими поверхнями до мінімального молотильного зазора.

З формули (2.13) визначимо значення кута θ_l . Решту невідомих знайдемо через значення конструктивних параметрів вальців та радіус коробочки льону R_k .

Знайдемо шлях S_1 і S_2 , котрий проходить суцвіття у молотильного зазорі, на протязі якого на нього чиниться руйнівна дія з боку молотильних вальців:

$$S_1 = 2 \cdot R_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{c^2 - (R_1 + r_{\hat{E}} \cdot \cos \alpha)^2 + (R_2 + r_{\hat{E}} \cdot \cos \alpha)^2}{2 \cdot c \cdot (R_2 + r_{\hat{E}} \cdot \cos \alpha)}}; \quad (2.14)$$

$$S_2 = 2 \cdot R_2 \cdot \sqrt{1 - \frac{c^2 - (R_2 + r_{\hat{E}} \cdot \cos \alpha)^2 + (R_1 + r_{\hat{E}} \cdot \cos \alpha)^2}{2 \cdot c \cdot (R_1 + r_{\hat{E}} \cdot \cos \alpha)}}; \quad (2.15)$$

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

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

Отримані співвідношення дають можливість визначити величину довжини шляху, котрий пройде суцвіття льону в криволінійному молотильному зазорі.

Умова захоплення стебел вальцями

У випадку, коли вальці знаходяться близько, то є можливість для відштовхування шарів, які подаються на обмолот.

На стебла товщиною h з сторони верхнього вальця чинять вплив сили N_1 і F_1 та N_2 , F_2 з сторони нижнього вальця (рис. 2.7).

Сили N_1 і N_2 є спрямованими уздовж радіусів, які проведені в точки дотикання вальців з оброблюваним матеріалом, сили F_1 і F_2 є дотичними до вальців.

Якщо спроектувати всі сили на вектор напрямку руху матеріала, який подається, то можна отримати умову захвату стебел вальцями:

$$F_1 \cdot \cos \alpha_1 + F_2 \cdot \cos \alpha_2 \geq N_1 \cdot \sin \alpha_1 + N_2 \cdot \sin \alpha_2 \quad (2.16)$$

Врахувавши, що $F_1 = N_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_1$, і $F_2 = N_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi_2$ отримаємо:

$$N_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_1 \cdot \cos \alpha_1 + N_2 \operatorname{tg} \varphi_2 \cos \alpha_2 \geq N_1 \cdot \sin \alpha_1 + N_2 \sin \alpha_2 \quad (2.17)$$

При однакових матеріалах вальців коефіцієнт тертя стебел по резині складе:

$$\varphi_1 = \varphi_2 = 0,85$$

$$\angle \varphi = \operatorname{arctg} \varphi = 40,36^\circ$$

Згідно умови, що $N_1 = N_2$, отримуємо:

$$0,85 \cdot N \cdot (\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2) \geq N \cdot (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2) \quad (2.18)$$

Розглядаючи кожен валець зокрема, для визначення кутів α_1 і α_2 отримаємо:

$$\cos \alpha_1 = \frac{D_1 - (h - a)}{D_1} = \frac{540 - (65 - 23)}{540} = 0,92 \text{ рад}, \quad (2.19)$$

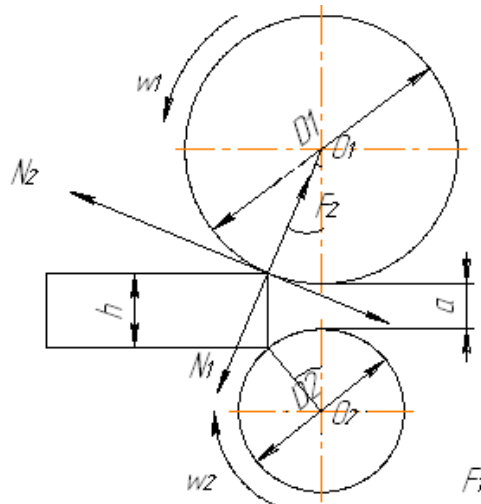


Рисунок 2.7 – Схема до визначення умови захвату матеріала вальцями:

$D_1 = 0,54$ мм - діаметр верхнього вальцю; $D_2 = 0,21$ мм - діаметр нижнього вальцю; товщина подаваного шару; a - зазор між вальцями.

Отже $\angle \alpha_1 = \arccos \alpha_1 = 23,07^\circ$ - буде кутом між радіусом і дотичною між вальцями проведеною осьюовою лінією верхнього вальця, який має більший діаметр.

$$\cos \alpha_2 = \frac{D_2 - (h - a)}{D_2} = \frac{210 - (65 - 23)}{210} = 0,8 \text{ рад}, \quad (2.20)$$

Отже $\angle \alpha_2 = \arccos \alpha_2 = 36,87^\circ$ - буде кутом між радіусом і дотичною між вальцями проведеною осьюовою лінією нижнього вальця, що має менший діаметр.

Записавши умову 2.18 у наступному вигляді $0,85 \cdot (\cos \alpha_1 + \cos \alpha_2) \geq (\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2)$, та підставивши розраховані величини кутів отримаємо:

$$0,85 \cdot (0,92 + 0,8) \geq (0,39 + 0,6)$$

$$1,462 \geq 0,99$$

Отже умова захвату стебел вальцями задовільняється.

Визначаємо продуктивність молотильного апарата.

Обмолочування проводиться за допомогою молотильного апарату, який складається з 4-ох вальців, які володіють криволінійною робочою поверхнею.

В цьому випадку їх продуктивність, загалом, буде знайдена за формулою:

$$q = V_{cp} \cdot S \cdot \rho = V_{cp} \cdot a \cdot \hat{l} \cdot \rho, \quad (2.21)$$

де V_{cp} – середня швидкість обертів вальців, які приймають матеріал.

$$V_{cp} = \frac{V_1 + V_2}{2} = \frac{28,26 + 30,1}{2} = 29,2. \quad (2.22)$$

$\rho = 0,69, \text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу.

$$\hat{l} = L \cdot r \cdot \frac{\pi}{2} = 1200 \cdot \frac{3,14}{2} = 1884 \text{ м} - \text{величина довжини лінії контакту вальців}$$

з оброблюваним матеріалом.

$\dot{a} = 150 \dots 160 \text{ м/с} - \text{товщина шару маси, яка подається на обмолочення.}$

$$q = \frac{29,2 \cdot 160 \cdot 1884 \cdot 0,69}{10^6} = 8,59, \text{ кг/с} - \text{значення пропускної здатності}$$

молотильного апарата.

Визначення частоти обертання вальців молотильного апарату

Для того, щоб запобігти втратам потужності молотильного пристрою необхідним є виключення можливості проковзування вальців по матеріалу, який підлягає обмолочуванню.

Так як нижні вальці обертаються з більшими швидкостями в порівнянні з верхніми, то потрібно визначити допустиме значення збільшення швидкостей нижніх вальців за відсутності явища проковзування.

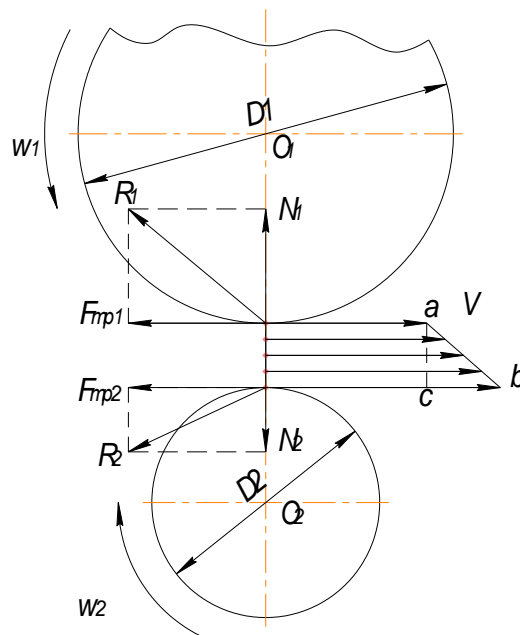


Рисунок 2.8 – Схема до визначення різниці швидкостей обертів вальців

Так як, молотильні пристрої складаються з 1-го вальця більшого діаметра та 4-ох вальців з меншим діаметром, котрі обертаються з неоднаковими лінійними швидкостями, то потрібно визначити на скільки швидшим є обертання 5-го вальця в порівнянні з 1-им (рис. 2.8).

З рівняння для кінетичної енергії: $T = \sum A(f)$, отримуємо

$$\frac{m \cdot r^2 \cdot \omega^2}{4} = N \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot r \cdot \varepsilon \rightarrow \omega = \sqrt{\frac{4 \cdot N \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot r \cdot \varepsilon}{m \cdot r^2}}, \quad (2.23)$$

де $m = 20 \text{ кг}$ - маса вальця;

$r_2 = 0,105 \text{ м}$ - радіус інерції вальця (враховуючи, що валець є однорідним циліндром);

$\omega = 50,5 \text{ с}^{-1}$ – кутова швидкість обертів 5-го вальця;

$N = 673,2 \text{ Н}$ – величина нормальної реакції вальця на обмолочуваний матеріал;

$\varepsilon = 15^\circ (0,262 \text{ рад})$ – кут охоплення вальця обмолочуваними стеблами;

$$\omega = \sqrt{\frac{4 \cdot 673,2 \cdot 0,85 \cdot 0,105 \cdot 0,262}{20 \cdot 0,105^2}} = 16,89 \text{ рад}^{-1}$$

Переведемо отриманий результат в лінійну швидкість

$$V = \omega \cdot r = 16,89 \cdot 0,105 = 1,77 \text{ м/с} \quad (2.24)$$

Отримані результати різниці лінійних швидкостей слід рівномірно розподілити по 4-ох нижніх вальцям. В такому ракурсі, 5-ий валець, котрий обертається з найбільшою швидкістю не буде пробуксовувати.

Визначення потужності споживаної молотильним пристроєм

Одним із важливих параметрів технологічного процесу обмолочування

насіннєвого вороху вважається його енергоємність.

Визначаємо значення величини потужності, що буде затрачатися для обмолочування насіннєвого вороха багаторічних трав молотильними пристроями вальцевого типу з еластичними рифленими робочими поверхнями.

$$P = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5, \quad (2.25)$$

де P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 , - відповідно потужності, що припадають на вагу 1-го, 2-го, 3-го, 4-го і 5-го вальців, Вт ;

$$P_i = \omega_i \cdot T_i, \quad (2.26)$$

де T_i – крутящий момент і-го вальця , Н·м

$$T_i = T_{i\pi i} - T_{ui}, \quad (2.27)$$

де T_{nc} - момент сил на вальці, який виникає від дії сил корисного опора.

$$T_{i\pi i} = F_i \cdot \omega_i, \quad (2.28)$$

де F_i - дотична сила на вальці, яка виникає внаслідок тертя вальця по стеблах, Н;

$$F_i = N_i \cdot \operatorname{tg} \varphi, \quad (2.29)$$

де N_i - сила реакції, що діє на матеріал з сторони вальця.

$$N_1 = q \cdot S = q \cdot 4 \cdot \hat{l} \cdot \hat{a}, \quad (2.30)$$

де $q = 0,3 \text{ Н / м}^2$ - розподілене навантаження;

S – величина площі контакту вальця з матеріалом, що обмолочується, мм^2 .

$\hat{l} = 1800 \text{ м}$, – величина лінії контакту робочої поверхні вальця з

матеріалом, що обмолочується;

$\dot{a} = 1,87$ і \dot{b} – ширина контакту робочої поверхні вальців з матеріалом, що обмолочується (зона проведення ефективного обмолочування);

$\operatorname{tg} \varphi = 0,85$, $\varphi = 40,36^\circ$ – кут тертя резини по соломі;

$R = 0,27$ і $r_{2,3,4,5} = 0,105$ – радіуси вальців.

Окрім дії сил корисного опору, на вал також чинять вплив сили інерції «махових» мас. Припускаючи, що вальці представлені у вигляді однорідних циліндрів, сили інерції знайдемо згідно формули:

$$T_u = \frac{I_z \cdot \omega^2}{2} = \frac{m \cdot R^2 \cdot \omega^2}{2}, \quad (2.31)$$

де $m = 20$ кг – маса вальця;

$R_1 = 0,27$ і $r_{2,3,4,5} = 0,105$ – відповідно, значення радіусів інерції верхнього та нижніх вальців (припускаючи що вальці є однорідними циліндрами).

$\omega_1 = 15,22$, $c^{-1} \omega_2 = 41,9$, $c^{-1} \omega_3 = 44,8$, $c^{-1} \omega_4 = 47,6$, $c^{-1} \omega_5 = 50,5$, c^{-1} – відповідно кутові швидкості обертання вальців.

У загальному опір на вальцях можна представити як:

$$T = q \cdot \hat{l} \cdot a \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot r - \frac{m \cdot R^2 \cdot \omega^2}{2} \quad (2.32)$$

Тоді залежність (2.25) можна представити в такому вигляді:

$$P = \omega_1 \cdot N_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot r_1 + \omega_2 \cdot N_2 \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot r_2 + \omega_3 \cdot N_3 \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot r_3 + \omega_4 \cdot N_4 \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot r_4 + \omega_5 \cdot N_5 \cdot \operatorname{tg} \varphi \cdot r_5.$$

Із урахуванням, що

$$N_2 = N_3 = N_4 = N_5 = q \cdot \hat{l} \cdot b = 0,2 \cdot 1884 \cdot 1,87 = 673,2 \text{ Н}$$

Дані проведених розрахунків зведемо в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Потужність, яка необхідна для обмолочування насіннєвого вороха 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

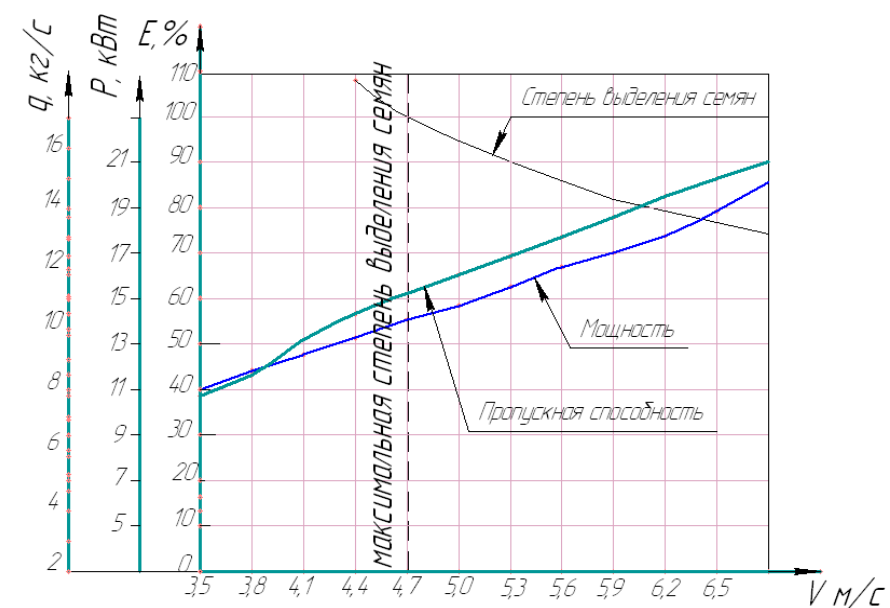


Рисунок 2.9 – Графік залежності ступені вимолочування насіння, потужностей та пропускної здатності від швидкостей обертів вальців

2.4. Розрахунки елементів приводу молотильного апарату

Привід молотильних апаратів відбувається від відбійного бітеру з використанням клинопасового варіатора. На приводі верхнього вальця встановлюють пристосування для автоматичного натягування паса пропорційно до значення переданої потужності.

Привід нижніх вальців відбувається за допомогою ланцюгової передачі на котрій передбачаються натягувальні зірочки.

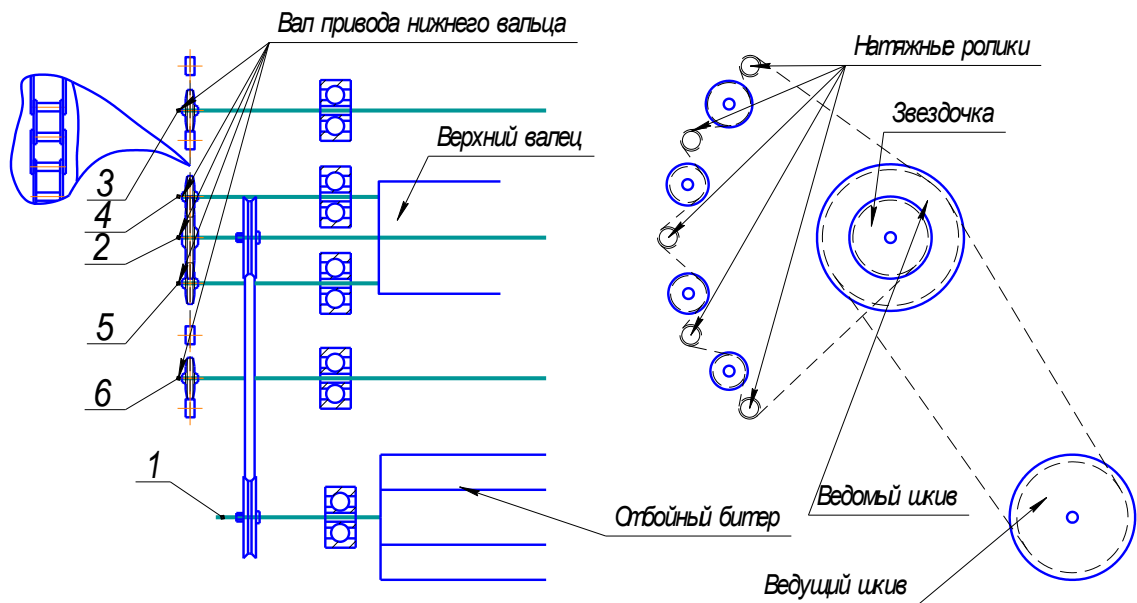


Рисунок 2.10 – Привід молотильного апарату

Таблиця 2.2 – Кінематична характеристика приводу молотильного апарату

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

2.4.1. Розрахунок ланцюгової передачі

Так як є необхідність точно передавати різницю частот обертання вальців, без пробуксовування, в розглядуваному приводі в якості гнучкого зв'язку приймемо ланцюгову передачу.

Розробимо ланцюгову передачу з параметрами, які наведені в таблиці 2.2.

Визначаємо передаточне число для кожної ступені молотильного апарата:

$$U_{1-2} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{41,9}{15,2} = 2,756 . \quad (2.33)$$

$$U_{1-3} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{44,8}{15,2} = 2,947 .$$

$$U_{1-4} = \frac{\omega_4}{\omega_1} = \frac{47,6}{15,2} = 3,13 .$$

$$U_{1-5} = \frac{\omega_5}{\omega_1} = \frac{50,5}{15,2} = 3,32 .$$

Приймаємо ланцюг типу 2 ПР.

Визначимо крок ланцюга

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 K_s}{z_1 [p] m}} , \quad (2.34)$$

де z_1 - число зубців меншої зірочки;

$[p]$ – значення допустимого тиску, що припадає на одиницю опорної поверхні шарніра, прийmemo $[p] = 18$ МПа , [1, табл. 7.18];

m - число рядів ланцюга , $m = 1,7$;

K_s - коефіцієнт, що враховує спосіб монтажу та умови експлуатації ланцюгової передачі .

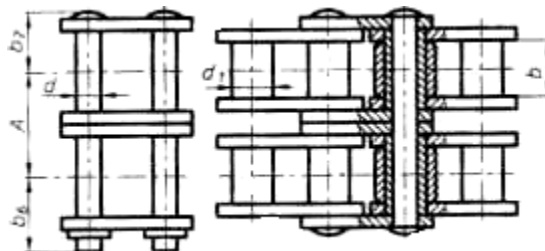


Рисунок 2.11 – Ескіз приводного роликового ланцюга

Визначимо число зубів менших зірочок

$$z_2 = 31 - 2U_{1-2} = 31 - 2 \cdot 2,756 = 25,488. \quad (2.35)$$

$$z_3 = 31 - 2U_{1-3} = 31 - 2 \cdot 2,947 = 25,1.$$

$$z_4 = 31 - 2U_{1-4} = 31 - 2 \cdot 3,13 = 24,74.$$

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

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

Визначимо коефіцієнт K_9

$$K_9 = k_\partial k_a k_n k_p k_{cm} k_n, \quad (2.36)$$

де k_∂ - динамічний коефіцієнт, $k_\partial = 1,25$ [1];

k_a - коефіцієнт, який враховує вплив міжосьової відстані, $k_a = 1$ [1];

k_n - коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу ланцюга, $k_n = 1,0$ [1];

k_p - коефіцієнт, котрий враховує спосіб регулювання натягу ланцюга, $k_p = 1,25$ [1];

k_{cm} - коефіцієнт, що враховує спосіб змащення ланцюга, $k_{cm} = 1,4$ [1];

k_n - коефіцієнт, який враховує періодичність роботи ланцюга, $k_n = 1,1$ [1].

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

$$t = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{129730 \cdot 2,19}{26 \cdot 18 \cdot 1,7}} = 19,86$$

Прийmemo $t = 20 \text{ мм}$ [1, табл. 7.18].

Перевірим ланцюг за допустимим значенням частоти обертання.

$$n_3 = 482,3 \text{ об/хв} \leq [n_3] = 630 \text{ об/хв} [1, \text{табл. 7.17}].$$

Перевіримо ланцюг за тиском в шарнірах.

Визначимо значення допустимого тиск в шарнірах

$$[p] = 21 \cdot (1 + 0,01(z_1 - 17))0,75 = 21 \cdot (1 + 0,01 \cdot (25 - 17)) \cdot 0,75 = 17,01 \text{ МПа}. \quad (2.37)$$

Визначимо розрахунковий тиск в шарнірах ланцюга

$$p = \frac{F_t K_\vartheta}{A_{on}}, \quad (2.38)$$

де F_t - колова сила;

A_{on} - проекція опорних поверхонь шарнірів, $A_{on} = 524 \text{ мм}^2$, [1, табл. 7.16].

Визначимо колову силу

$$F_t = \frac{P_1}{v}, \quad (2.39)$$

де v - колова швидкість шарніра ланцюга.

Визначимо колову швидкість шарнірів ланцюга

$$v = \frac{z_1 n_3}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 31,75 \cdot 183,75}{60 \cdot 10^3} = 2,43 \text{ м/с}.$$

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

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

Визначимо число ланок розраховуваного ланцюга

$$L_t = 2a_t + 0,5z_\Sigma + \frac{\Delta^2}{a_t}, \quad (2.40)$$

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

$$z_\Sigma = z_1 + z_2;$$

$$\Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\pi}.$$

Визначимо число зубців веденої зірочки

$$z_2 = z_1 U = 25 \cdot 3,77 = 94,25 \quad (2.41)$$

Прийmemo $z_2 = 100$.

$$z_\Sigma = 25 + 100 = 125.$$

$$\Delta = \frac{100 - 25}{2 \cdot 3,14} = 11,9.$$

$$L_t = 2 \cdot 40 + 0,5 \cdot 125 + \frac{11,9^2}{40} = 146,06.$$

Прийmemo $L_t = 146$.

Уточнимо значення міжосьової відстані

$$\begin{aligned} a &= 0,25t \left(L_t - 0,5z_\Sigma + \sqrt{(L_t - 0,5z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2} \right) = \\ &= 0,25 \cdot 31,75 \cdot \left(146 - 0,5 \cdot 125 + \sqrt{(146 - 0,5 \cdot 125)^2 - 8 \cdot 11,9^2} \right) = 126,9 \text{ мм} \end{aligned} \quad (2.42)$$

Для вільного провисання ланцюга є необхідним передбачати можливість для зменшення значення міжосьової відстані на 0,4 %.

$$\Delta a = 0,004 \cdot a = 0,004 \cdot 1269 = 5 \text{ мм} . \quad (2.43)$$

Визначимо величини діаметрів ділительних кіл зірочок

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

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

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

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

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

Визначимо величини зовнішніх діаметрів зірочок

$$D_{ei} = t \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{z_i} + 0,7 \right) - 0,31d , \quad (2.44)$$

де d - діаметр роликів ланцюга, $d = 19,05 \text{ мм}$, [1, табл. 7.16].

$$D_{e1} = 20 \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{82} + 0,7 \right) - 0,31 \cdot 19,05 = 529,87 \text{ мм}.$$

$$D_{e5} = 20 \cdot \left(\operatorname{ctg} \frac{180}{23} + 0,7 \right) - 0,31 \cdot 19,05 = 153,6 \text{ мм.}$$

$$F_v = qv^2, \quad (2.45)$$
$$F_f = 9,81k_f qa, \quad (2.46)$$

41

$$F_f = 9,81 \cdot 1 \cdot 7,3 \cdot 1,263 = 90,5 \text{ Н.}$$

Визначимо навантаження на валець від дії ланцюгової передачі

$$F_a = F_t + 2F_f = 2459,06 + 2 \cdot 136,1 = 2731,26 \text{ Н.} \quad (2.47)$$

Визначимо коефіцієнт запасу міцності

$$S = \frac{Q}{k_d F_t + F_v + F_f}, \quad (2.48)$$

де Q - руйнівне навантаження, $Q = 177000 \text{ Н}$, [1, табл. 1.16],

k_d - коефіцієнт динамічності, $k_d = 1,25$, [1].

$$S = \frac{177000}{1,25 \cdot 2459,06 + 43,1 + 136,1} = 54,41 \leq [S] = 9,4 \quad [1, \text{табл. 7.19}].$$

Розрахований коефіцієнт запасу міцності є більшим допустимого, а це дозволяє вважати запропоновану ланцюгову передачу довговічною і надійною.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

3.1. Обґрунтування параметрів валу верхнього вальця

При експлуатації валів передач виникають деформації, спричинені дією зовнішніх сил, ваги самих валів та деталей посаджених на них. Але у типових передачах, зазвичай маси самих валів та маси деталей, які насаджені на вали, є порівняно невеликими, тому їх впливом в більшості випадків нехтують, а проводять лише аналіз і враховують лише зовнішні сили, що виникають в процесі роботи молотильних пристроїв.

При розрахунках приймемо в якості вихідних дані визначені при проведенні розрахунків у попередніх розділах.

Визначимо діаметр вхідного кінця валу

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]_{кр}}}, \quad (3.1)$$

де T_2 - крутний момент на валу, $T_2 = 129,73 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

$[\tau_{кр}]$ – величина допустимого напруження на кручення, $[\tau_{кр}] = 15 \text{ МПа}$ [1].

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{129,73 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 35,08 \text{ мм.}$$

приймемо $d_A = 36 \text{ мм}$.

Розрахунки діаметрів та довжин основних ділянок валу

$$d_n = d_b + (3 \div 5) = 36 + (3 \div 5) = 39...41 \text{ мм} \quad (3.2)$$

приймемо $d_n = 40 \text{ мм}$.

Діаметр буртика

$$d_{d\bar{e}} = d_i + (3 \div 5) = 40 + (3 \div 5) = 43...45 \text{ мм} \quad (3.3)$$

прийmemo $d_{\bar{o}k} = 44 \text{ мм}$

Визначаемо відстань між опорами

$$L = L_{\bar{n}\bar{o}} + 2 \cdot X + 2 \cdot W = 110 + 2 \cdot 10 + 2 \cdot 50 = 230 \text{ мм.}$$

Довжина вихідного кінця вала приймається згідно таблиця в залежності від крутного моменту, враховуючи ширину шківa $l = 82 \text{ мм}$

Діаметр d візьmemo із попередніх розрахунків $d = 40 \text{ мм}$

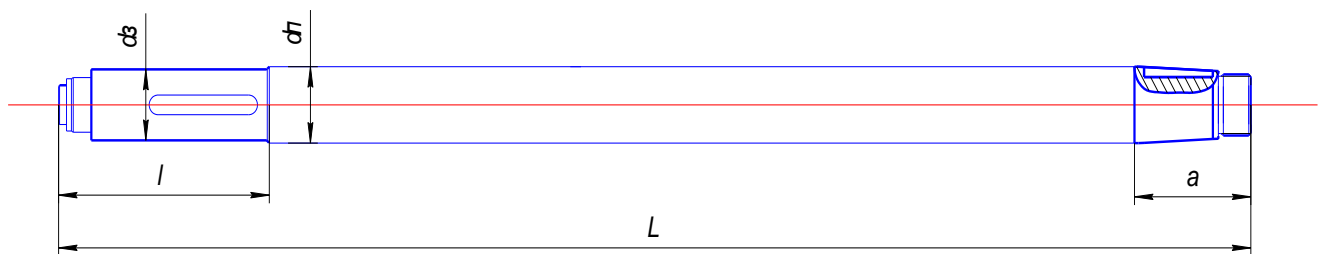


Рисунок 3.1 – Ескіз вала

Випишем значення сил, які виникають в зачепленні і навантаження на вал від редуктора:

$$F_t = 2292,25 \text{ Н}$$

$$F_x = 3858,4 \text{ Н}$$

$$F_R = 1404,3 \text{ Н}$$

Навантаження на вал від передачі: $F = 1201 \text{ Н}$

Визначимо реакції, які виникають в опорах

а) горизонтальна площина:

$$\sum M_{Ax} = 0; \quad -Ft \cdot \frac{L}{2} + R_{Bx} \cdot L - F(L+l) = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{F_t \cdot \frac{L}{2} + F(L+l)}{L} = \frac{2292,25 \cdot 115 + 1201 \cdot 312}{230} = \frac{263608,8 + 374712}{230} = 2775,3 \text{ Н};$$

$$\sum M_{Bx} = 0; \quad Ft \cdot \frac{L}{2} - R_{Ax} \cdot L - F \cdot l = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{F_t \cdot \frac{L}{2} - F \cdot l}{L} = \frac{2292,25 \cdot 115 - 1201 \cdot 82}{230} = \frac{263608,8 - 98482}{230} = 717,9 \text{ Н};$$

перевірка: $\sum F_x = 0$; $R_{Bx} - Ft + R_{Ax} - F = 2775,3 - 2292,25 + 717,9 - 1201 = 0$

б) вертикальна площина:

$$\sum M_{Ay} = 0; \quad -Fr \cdot \frac{L}{2} - F_x \frac{d}{2} - R_{By} L = 0;$$

$$R_{By} = \frac{-F_r \cdot \frac{L}{2} - F_x \cdot \frac{d}{2}}{L} = \frac{-1404,3 \cdot 115 - 3858,4 \cdot 21}{230} = \frac{-441014,6 - 81026,4}{230} = -1054,4 \text{ Н}.$$

$$\sum M_{By} = 0; \quad F_r \cdot \frac{L}{2} - F_x \cdot \frac{d}{2} - R_{Ay} \cdot L = 0,$$

$$R_{Ay} = \frac{F_r \frac{L}{2} - F_x \frac{d}{2}}{L} = \frac{1404,3 \cdot 115 - 3858 \cdot 21}{230} = \frac{161494,5 - 81026,4}{230} = 349,86 \text{ Н}.$$

перевірка: $\sum F_y = 0$; $R_{By} + Fr - R_{Ay} = -1054,4 + 1404,3 - 349,86 = 0$.

Визначимо значення сумарного радіального зусилля

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{717,9^2 + 349,86^2} = 798,6 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{2775,3^2 + (-1054,4)^2} = 2968,8 \text{ Н}.$$

Проведемо побудову епюр згинальних моментів у площинах XOZ і YOZ і

епюр крутних моментів.

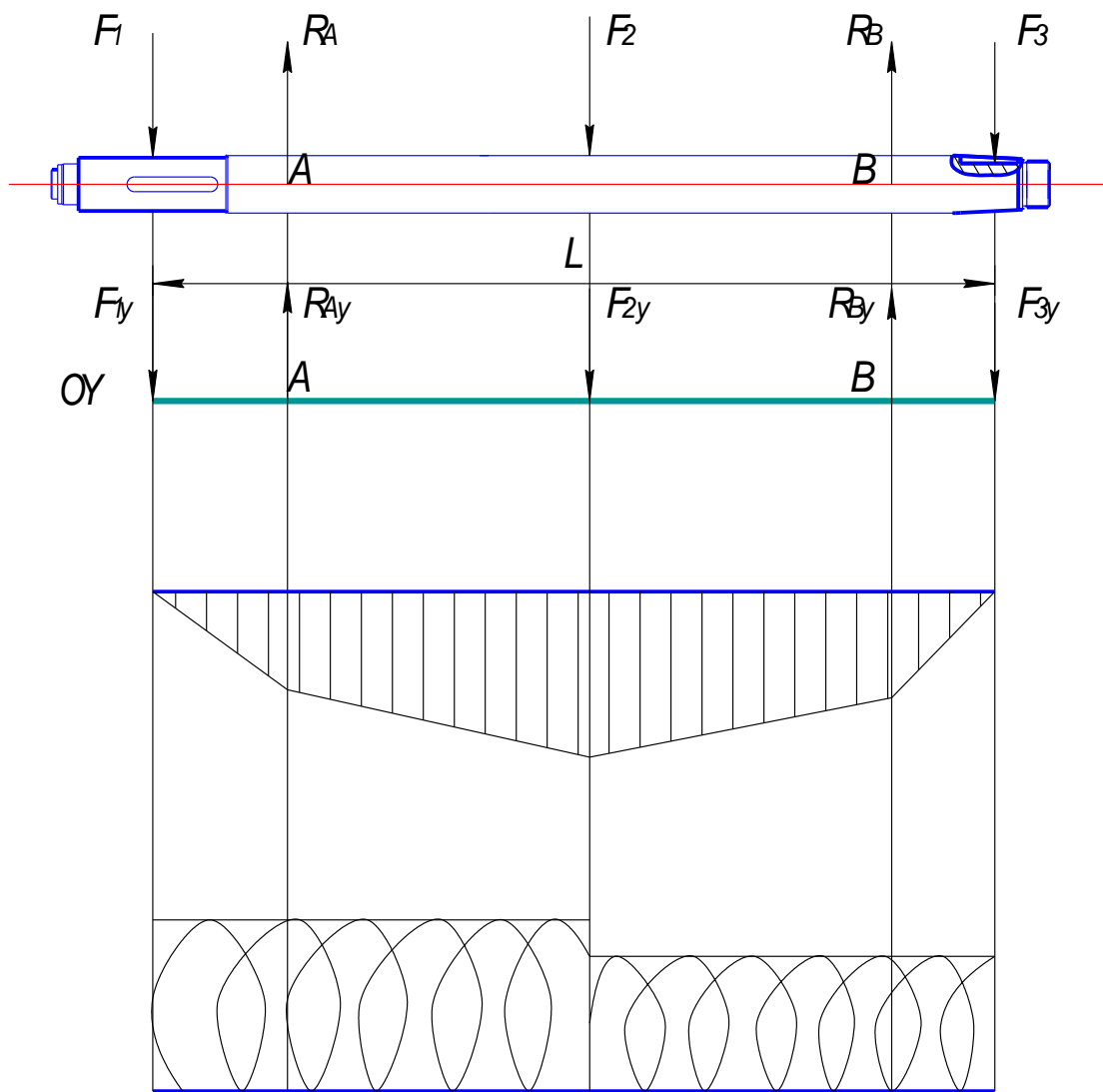


Рисунок 3.2 – Епюра навантажень вала верхнього вальця

Визначимо величину сумарного згинального моменту в найбільш небезпечному перерізі

$$M_c^{\Sigma} = \sqrt{M_c^{\tilde{a}\tilde{a}\delta\delta 2} + M_{\tilde{n}}^{\tilde{a}\tilde{a}\delta\delta 2}} = \sqrt{825,6^2 + 121,3^2} = 834,5 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Подальші розрахунки проводимо в найбільш небезпечному перерізі С.
Визначимо еквівалентний момент.

$$M_{\hat{y}\hat{e}\hat{a}} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + \dot{O}^2} = \sqrt{834,5^2 + 45,845^2} = 835,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Визначимо діаметр вала в розрахунковому перерізі.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\hat{y}\hat{e}\hat{a}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma_{-1}]} = \sqrt[3]{\frac{835,7 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 60}} = 51,8 \text{ мм},$$

де: $[\sigma_{-1}]$ - допустиме напруження при згині.

Визначимо величину максимального прогину (стрілу прогину).
стріла прогину

$$f = \frac{l_1^3 \cdot \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2}}{48 \cdot E \cdot J_{i\delta}} = \frac{316^3 \cdot \sqrt{2292,25^2 + 1404,3^2}}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 7,8 \cdot 10^5} = 0,01 \text{ мм},$$

де L - відстань між опорами вала;

F_t і F_r - колове і радіальне навантаження на вал;

J_{np} - приведений момент інерції перерізу валу.

$$J_{i\delta} = \frac{\pi \cdot d_{a1}^4}{64} \cdot \left(0,375 + 0,625 \cdot \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right) = \frac{3,14 \cdot 56^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \cdot \frac{56}{28} \right) = 7,8 \cdot 10^5.$$

Допустимий прогин

$$[f] = (0,005 \div 0,01)m = (0,005 \div 0,01)5 = 0,025 \div 0,05 \text{ (мм)}.$$

$$f < [f]$$

Отже, вал є достатньо міцним.

3.2. Розробка моделі об'єкту досліджень

Проведемо “аналіз напружено-деформованого стану” (НДС) вала верхнього вальця. За допомогою “системи тривимірного моделювання SolidWorks” створимо твердотільную модель вала (рис. 3.3).

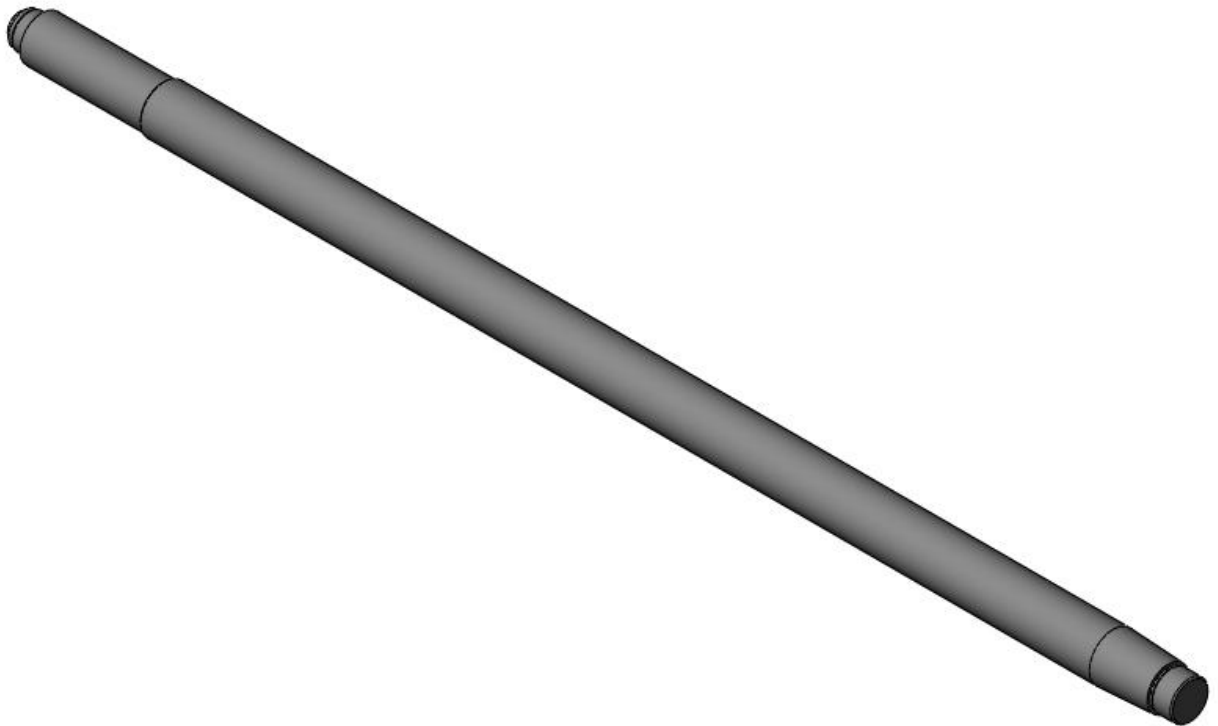


Рисунок 3.3 – Твердотільна модель вала верхнього вальця

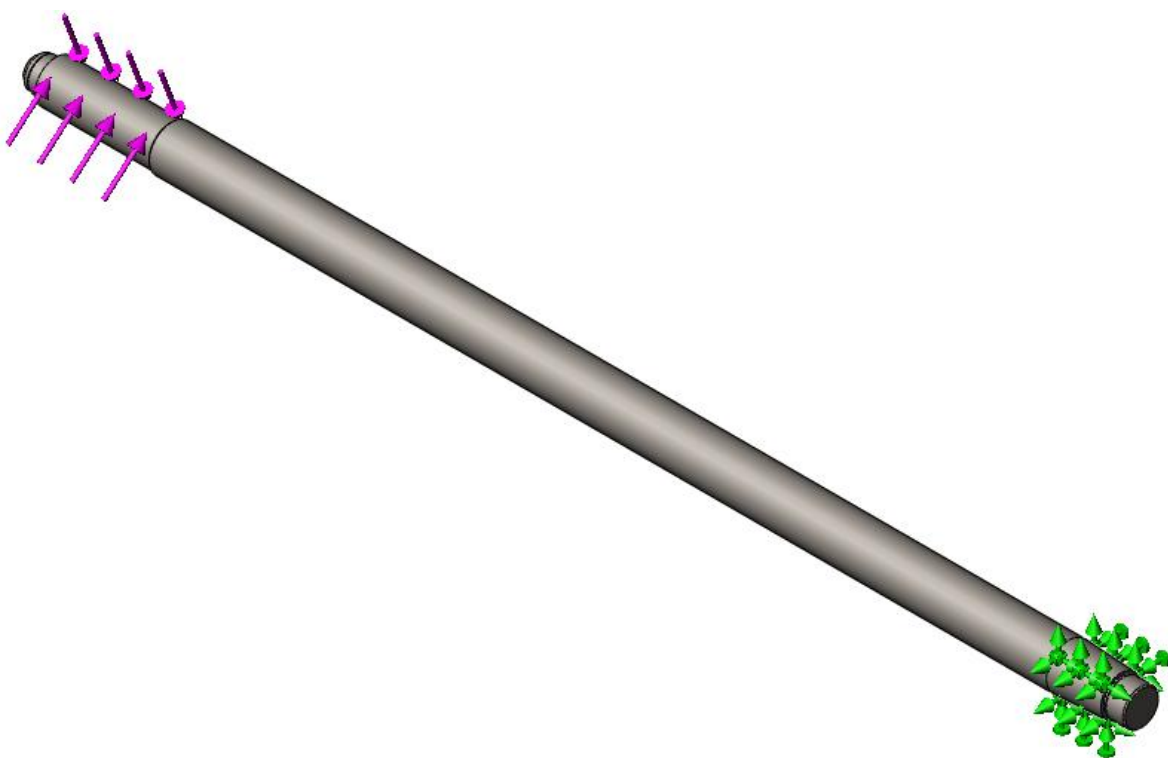
За допомогою “модуля кінцеелементного аналізу Simulation системи тривимірного моделювання SolidWorks” проведем «аналіз напружено-деформованого стану» вала верхнього вальця.

Для цього створюємо “сітку кінцевих елементів на 3D-моделі” вала верхнього вальця (рис. 3.4, а).

Задаємо умови закріплення – защемлення одного з кінців вала. Задаємо навантаження на вал – крутний момент $129,73 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рис. 3.4, б).



а)



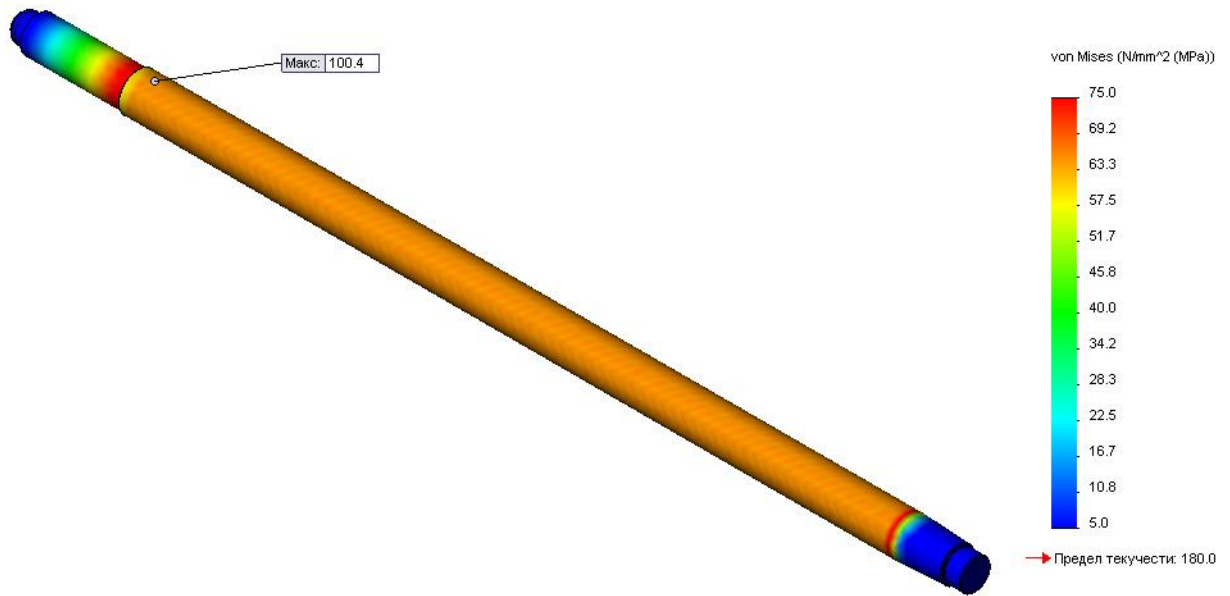
б)

Рисунок 3.4 – Моделювання вала верхнього вальця:

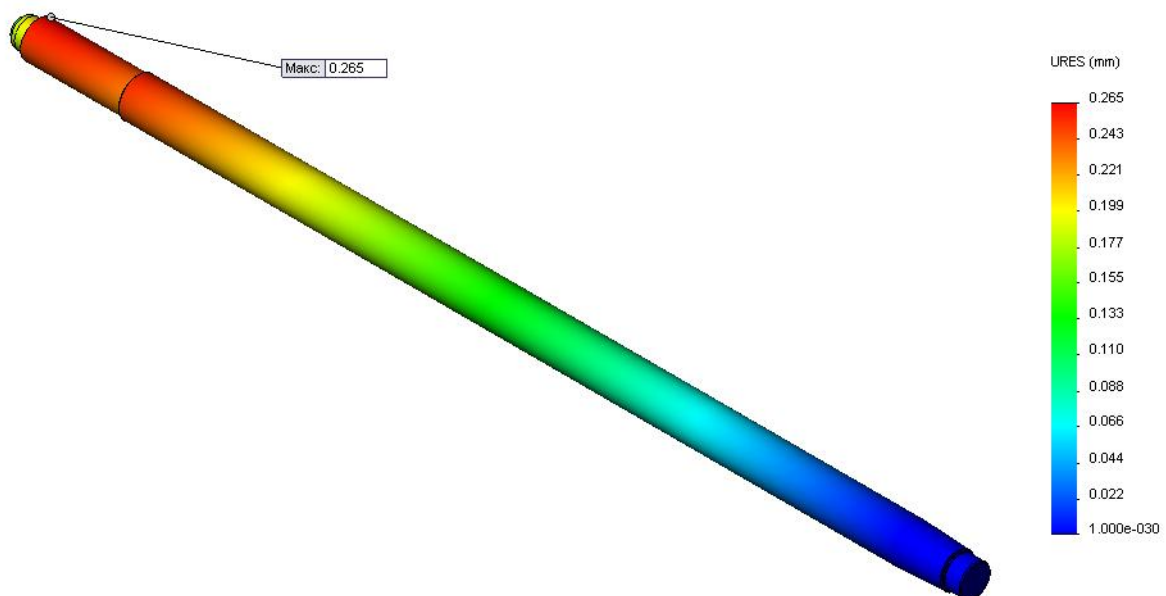
а – сітка кінцевих елементів; б – умови закріплення та навантаження

3.3. Аналіз результатів досліджень

Результати розрахунку НДС вала верхнього вальця за допомогою “модуля кінцевоелементного аналізу Simulation системи тривимірного моделювання SolidWorks” подано на рис. 3.5.



а)



б)

Рисунок 3.5. Результати розрахунку НДС вала верхнього вальця:
а - напруження, МПа (за теорією Фон Мізеса); б - переміщення точок, мм.

Як бачимо, максимальні напруження вала становлять ≈ 100 МПа і спостерігаються у місці кріплення встановлення шківів.

Максимальна деформація (скручування вала) становить $\approx 0,265$ мм.

Розподіл коефіцієнтів запасу міцності по вала показано на рис. 3.6.

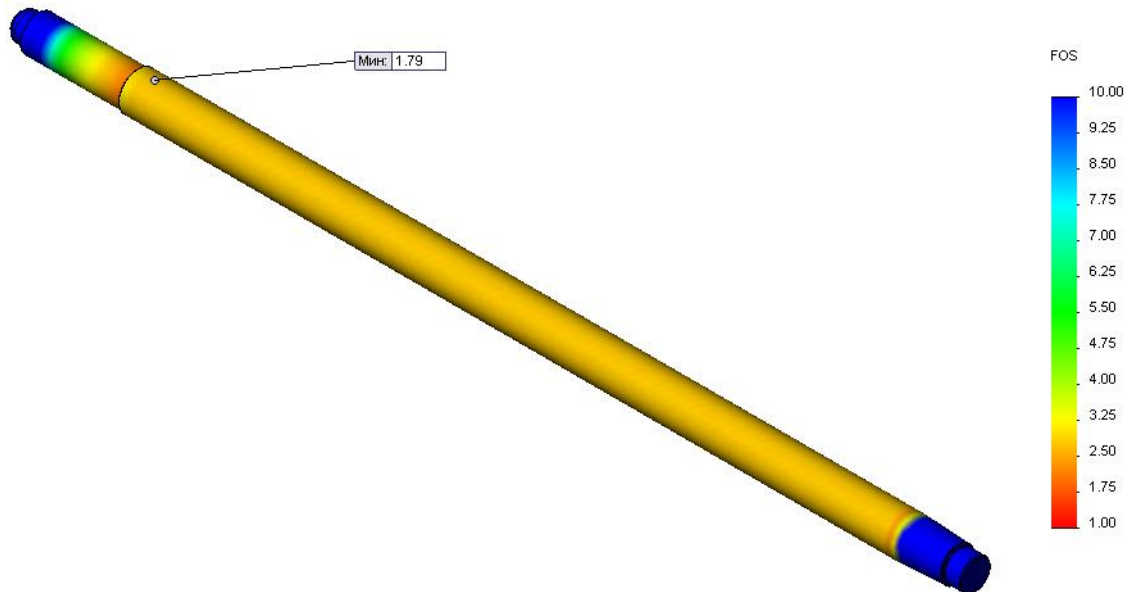


Рисунок 3.6. Розподіл запасу міцності вала верхнього вальця

Мінімальний коефіцієнт запасу міцності для вала верхнього вальця становить $\approx 1,8$.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Вимоги охорони праці при роботі на зернозбиральних комбайнах

Узагальнені вимоги стосовно безпеки праці до зернозбиральної техніки установлюються ДСТ 12.2.019 — 76 і вважаються єдиними вимогами стосовно конструкцій машин та сільськогосподарських машин в цілому з точки зору безпеки та гігієни праці.

Комбайни мають відповідати вимогам стандарту ДСТ 12.2.003—74, а також бути обладнаними і мати в наявності: дзеркала заднього вигляду, гальмові сигнали, габаритні вогні, передні та задні ліхтарі, покажчики поворотів, двохсвітлові фари з можливістю перемикання на ближнє і дальнє світло, підніжки, поручні, ручки, в тому випадку, коли робочі місця розташовані на висоті більш як 550 мм; мати футляр для аптечки першої медичної допомоги, термос для питної води; облаштовані кріпленнями засобів гасіння пожеж.

Кут поперечної статичної стійкості повинен бути не меншим 35° стосовно тракторів, а також 30° для самохідних машин сільськогосподарського призначення. Параметри стосовно величини шумів та вібрацій не мають перевищувати величини, які установлені нормативами. Рівень звуків в кабіні машин та зовнішніх шумів на відстанях 7,5 м не повинні перевищувати 85 дБ. Машини також повинні бути облаштовані кабінами.

При проведенні технічного обслуговування та огляду слід перевірити стан та надійність кріплення стійок підшипників основного карданного валу, підіймачів, що призначені для підкопування пласта, теребильних агрегатів, вирівнювачів, ріжучих апаратів, корпусів та кришок різного роду підшипників. Потрібно переконатися у відсутності протікання масел з коробки вирівнювачів та різальних апаратів, редуктора та гідравлічних систем.

За потреби проводять регулювання вузлів комбайнів і заточування дисків ріжучих апаратів.

Проводять огляд, регулювання вузлів та механізмів в строго визначеній відповідності до правил технічного обслуговування зернозбиральних комбайнів.

Особливу увагу слід звертати на проведення регулювань запобіжних муфт.

При підніманні комбайнів при допомозі домкратів потрібно підкладати під них міцні підставки, для піднімання під колеса потрібно встановлювати упори.

Проводити очищування робочих органів від різного бадилля та рослинних рештків і землі лише за допомогою чистиків-різаків.

З метою полегшення умов праці при встановленні пружин для теребильних апаратів, начіплюванні теребильних ланцюгів та виправленні пальців для вирівнювачів, використовують спеціальні пристосування.

Затуплені диски ножів різальних апаратів необхідно заточувати спеціальними пристосуваннями, що додаються до комбайнів. Заточування проводять при частоті обертання карданних валів 545 об/хв.

При заточуванні або виправлянні дискових ножів заборонено підтримувати використовувані пристрої руками та сторонніми предметами, не рекомендовано також перебувати на основній рамі комбайнів. При заточуванні, а також при заправлянні бруска заточувальних пристосувань потрібно користуватися захисними окулярами, з метою уникнення потрапляння абразів в органи зору.

Запускати в експлуатацію комбайни, при відсутності огорожувальних пристроїв карданних передач та надійної сигналізації, заборонено. Тому в процесі огляду необхідно переконатися в їх наявності та надійності.

При проведенні перевірок механізмів комбайнів на холостому ходу забороняється знаходитись біля відкритих передач, а також навпроти головних карданних валів. Заборонено перебувати між енергозасобом та комбайном під час їх руху.

Відповідальними за дотриманням техніки безпеки при проведенні обслуговування комбайнів є трактористи-машиністи.

Перед проведенням запуску двигунів комбайнів необхідно, щоб важелі розподільчих пристроїв знаходилися в нейтральному положенні і були виключені центральні редуктори.

Механізми рухливих рамок перевіряють шляхом піднімання та опускання їх не допускаючи ривків чи ударів об землю.

До проведення обслуговування стендів, що призначені для обкатування

різного роду вузлів, агрегатива також машин в цілому допускаються лише особи, які мають вік від 18 років, які пройшли медичний огляд, відповідні навчання та інструктажі з техніки безпеки, а також і мають відповідні кваліфікаційні посвідчення.

Випробування та обкатування вузлів і машин, які є джерелом створення шумів і виділення шкідливих речовин, потрібно проводити в ізольованих приміщеннях, і котрі обладнані дистанційним керуванням випробовуваними машинами.

Стенди для проведення обкатки двигунів внутрішнього згоряння повинні бути обладнаними автоматичними пристроями, що виключатимуть можливість перевищення допустимих частот обертання валів двигунів.

Забезпечення безпеки випробувань двигунів, коробок передач, задніх мостів комбайнів , а також інших вузлів базується на міцному закріпленні їх на відповідних стендах, надійних з'єднаннях рухомих і обертових частин, а також у розміщенні захисних кожухів на з'єднувальних муфтах, різного роду загороджень на привідних органах.

4.2. Заходи безпеки при роботі на зернозбиральних комбайнах

При роботах на зернозбиральних комбайнах є необхідним дотримування наступних заходів безпеки:

Особи, які не мають допуску до управління комбайнами, а також не пройшли спеціальні інструктажі, до роботи допускати забороняється. На комбайнах дозволяється перебувати в зручному і добре заправленому одязі та маючи захисні окуляри. Стороннім особам перебувати на комбайнах також заборонено. Вмикати двигун і рушати з місця комбайни дозволяється тільки в тих випадках, коли поряд відсутні люди, і тільки після подавання звукового сигналу. Проведення усіх регулювань та технічне обслуговування слід виконувати лише після повної зупинки комбайну і лише після вимкнення

двигуна. Не дозволяється виправляти будь-що під жатками, якщо вони надійно не закріплені стійками та підпорками.

Після проведення ремонтних робіт потрібно перевірити, чи не забутий який-небудь допоміжний інструмент. Забороняється зачіпати руками працюючі відкриті механізми та перебувати біля необгороджених шківів, які обертаються, працюючих ланцюгових передачів, пасів і зірочок. Всі наявні захистні пристосування мають бути міцно закріпленими на своїх відповідних місцях.

Потрібно систематично здійснювати перевірки надійності гальмів, рульового керування та систем сигналізації. Після повної зупинки комбайнів важіль перемикання передач потрібно перевести в нейтральне положення і обов'язково вимкнути молотарку. Забороняється буксирування комбайнів із ввімкненими передачами. Відкривати кришки радіаторів неохолоджених двигунів без використання рукавиць не можна. При заміні акумуляторних батарей потрібно особливо остерігатися потрапляння електроліту на одяг та незахищені частини тіла.

Повороти комбайном потрібно виконувати при швидкостях не більш як 3 ... 4 км/год. На таких ж швидкостях припустимо пересуватися на схилах до 10°, під час туману або похмурою погодою. При проведенні транспортування слід дотримуватись інтервал не менш як 30 м між самим комбайном та транспортом, що їде спереду. Від зустрічного транспорту потрібно триматися на відстані 2 м з правої сторони.

Рами комбайнів повинні бути заземленими при допомозі масивних металевих ланцюгів. Комбайн має бути забезпеченим набором справного допоміжного інструменту та аптечкою першої медичної допомоги з відповідними лікарськими засобами.

Потрібно строго дотримуватись правил протипожежної безпеки, з огляду на це на комбайнах має бути комплект із двох вогнегасників, двох металевих лопат, мітл, брезент і бочка з водою (50 л). На випускнй трубу двигуна комбайна має бути натягнуто іскрогасник і добре ущільнено випускний колектор. Комбайн потрібно утримувати в чистому стані та своєчасно проводити очищення від рослинних рештків. Кожного дня потрібно здійснювати перевірку

справності електропроводки і не припускати забруднювання її мастилом і паливними матеріалами. При проведенні заправки комбайнів потрібно стежити, щоб не допускати проливання паливних матеріалів. Місце для стоянки комбайнів, польовий стан, а також заправні пункти потрібно по всьому периметру обороти та забезпечити всіма протипожежними засобами, а також тракторами з плугами для обороти ділянок на випадок виникнення пожежі. При нічних зберіганнях комбайни мають знаходитися на відстані не менш як 20 м між собою.

Забороняється:

- проводити конструктивні зміни в комбайнах без погодження цього з відповідними органами;
- розпочинати прибирання зернових на масивах, не розбитих на ділянки по 30...50 га повздовжніми та поперечними смугами завширшки 8 м і без виконання проорювань на ширину 4 м;
- проводити вивантаження зерна в машини, що не облаштовані іскрогасниками; використовувати відра з метою заправлення паливних баків;
- працювати на комбайнах без проведення регулювань систем живлення і запалювання;
- рушати комбайном з місця, не вивільнивши стоянкове гальмо;
- працювати із погано натягнутими пасами приводів варіаторів швидкості руху комбайнів;
- проводити зварні роботи та палити пербуваючи на зернових масивах або на відстанях менших 30 м від них;
- палити багаття на відстані ближче за 200 м від зернових масивів.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Головним завданням кваліфікаційної роботи є удосконалення молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайну «Полісся GS07» з метою використання для збирання насінників багаторічних трав та обґрунтування його основних параметрів.

У роботі висвітлено ряд питань.

Розглянуто будову та конструкцію зернозбирального комбайну «Полісся GS07».

Проаналізовано особливості конструкцій молотильно-сепаруючих пристроїв зернозбиральних комбайнів .

Проведено розрахунок головних параметрів молотильно-сепаруючого пристрою зернозбирального комбайну КЗС-7, тобто технологічні та конструкторські розрахунки та розрахунки елементів приводу молотильного апарату. Внесено зміни у наявну конструкцію молотильно-сепаруючого пристрою та проведено відповідні розрахунки на міцність.

Запропонований у роботі пристрій дозволить покращити якість обмолочування насіння за рахунок поєднання деформацій вороху в поперечному і поздовжньому керунках поряд із збільшенням площі контактування вороха з поверхнями вальців в молотильному зазорі.

Проведено певні обґрунтування параметрів та досліджено напружено-деформований стан валу верхнього вальця молотильно-сепаруючого пристрою комбайну «Полісся».

У кваліфікаційній роботі також розглянуто питання з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях при роботі на зернозбиральних комбайнах.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Авторское свидетельство СССР № 1591859, л. А01F 12/20, 1990.
2. Будько Ю. В., Ляхов А. П. и др. Эксплуатация машино-тракторного парка. Учебное пособие для с.-х. вузов.— Мн.: Ураджай, 1991.
3. Гевко Р.Б. Машины сільськогосподарського виробництва. /Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Павх І.І. - Тернопіль, 2005.- 228с.
4. Гурьянов А.А. Потери семян при уборке злаковых и бобовых трав // Механиз. работ в селекции и сем-ве / Краснодар. – 1987. – С. 48...55.
5. Журкин В.К. Проблемы механизации уборки семян клевера //Науч. тр. Всесоюз. НИИ кормов. – 1982, вып. 27. – С. 195...198.
6. Иванов А.Е., Митрофанов Н.М., Эрк Ф.Н. Механизация производства семян многолетних трав. – М.: Колос, 1981. – 189 с.
7. Крыжановский И. Ю. Охрана труда: учеб. пособие для студентов учреждений, обеспечивающих получение проф.-техн. образования / И.Ю. Крыжановский. – Минск: Беларусь, 2007.- 218с.
8. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование. Мн.: УП "Технопринт", 2001.
9. Новоселова А.С. Селекция и семеноводство клевера. – М.: Агропромиздат, 1986. – 220 с.
10. Промышленная технология возделывания семян многолетних трав: Справочное пособие / Погоржельская Л.Б. и др. – Мн.: «Ураджай». – 1988. – 152 с.
11. Расчет и конструирование элементов механических приводов машин / Под ред. В.М. Горелько. Горки, 2003. – 88 с.
12. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин том первый под редакцией инж. А.В. Красниченко. Авторы тома Ю.И. Волков, инж.; к.т.н. А.А. Гафанович ; Н.Г. Гладков, к. с.-х.н. Москва 1962г.
13. Тарасенко А.П., Орехов Н.И. Снижение травмирования зерна. – М.: Россельхозиздат, 1980. – 32 с.
14. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання дипломної роботи для

- здобуття освітнього ступеня «магістр» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 Галузеве машинобудування з орієнтацією на спеціалізацію «Машини сільськогосподарського виробництва» / Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. – Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. – 164 с.
15. Челноков А. А. Охрана труда: учеб. пособие / А.А.Челноков, Л.Ф. Ющенко. – 2-е изд., испр.- Минск: Высш.шк., 2006.-463с.
16. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.
17. Шаршунов В.А., Круглень В.Е. и др. Переработка семенного вороха на стационаре // Селекция и семеноводство. – 1991.– № 4. – С. 51...53.
18. Довбуш А.Д. Опір матеріалів: навчально-методичний посібник до виконання курсової роботи / А.Д. Довбуш, Н.І. Хомик. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 191 с.
19. Хомик Н.І. Основи агрономії. Курс лекцій /Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Олексюк В.П. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. – 300 с.
20. Гевко Р.Б. Оцінка ринкової вартості та конкурентоспроможності машин і технологій. /Гевко Р.Б., Гарькавий А.Д., Гладич Б.Б., Павх І.І., Павелчак О.Б. – Тернопіль: ТДПУ, 2004.- 199с.

ДОДАТКИ