

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи

магістра

(освітній ступінь)

на тему: **Обґрунтування параметрів доподрібнюючого пристрою
кормозбирального комбайну**

Виконав: студент (ка) 6 курсу, групи МСм-61
напряму підготовки (спеціальності) 133
“Галузеве машинобудування”

	<u>Парійчук Д.І.</u> (підпис)
Керівник	<u>Олексюк В.П.</u> (підпис)
Нормоконтроль	<u>Довбуш А.Д.</u> (підпис)
Рецензент	<u>Комар Р.В.</u> (підпис)
Завідувач кафедри	<u>Бабій А.В.</u> (підпис)

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 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва спеціальності)
студенту Парійчуку Дмитру Ігоровичу
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Обґрунтування параметрів доподрібнюючого пристрою
кормозбирального комбайну

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

Затверджені наказом ректора від « 28 » вересня 2021 року № 4/7-803

2. Термін подання студентом завершеної роботи 23 грудня 2021 року

3. Вихідні дані до роботи

Базова конструкція доподрібнюючого пристрою кормозбирального комбайну,
ширина захвату – 8 м, продуктивність комбайну – 60 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. Кормозбиральний комбайн КВК-800. Складальне креслення. – 2А1. 2. Технологічна схема
роботи КВК-800. – 1А1. 3. Система регулювання зазору доподрібнюючого пристрою.
Складальне креслення. – 1А1. 4. Аналіз НДС вала подрібнюючого апарату. – 1А1.

5. 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

28.09.2021 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз особливостей об'єкту проектування.	20.10.2021 р.	
2	Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки.	10.11.2021 р.	
3	Дослідження параметрів об'єкту розробки	20.11.2021 р.	
4	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.	30.11.2021 р.	
5	Реферат. Вступ. Висновки.	02.12.2021 р.	
6	Графічна частина. Специфікації	05.12.2021 р.	

Студент

(підпис)

Парійчук Д.І.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Олексюк В.П.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Автор роботи – Парійчук Дмитро Ігорович.

Тема роботи – Обґрунтування параметрів доподрібнюючого пристрою кормозбирального комбайну.

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

Подріблення рослинної маси є основним, найбільш енергоємним процесом, що виконується кормозбиральною технікою. Понад 40% потужності, що споживається комбайнами витрачається саме на подріблення та переміщення подрібленої рослинної маси. Подрібнювальні апарати кормозбиральної техніки, що використовується у нас в країні при збиранні урожаю кукурудзи у фазах воскової чи повної стиглості, не дають бажаної якості подрібнення зерен, і тому його частина, десь 30% транзитно проходить крізь травні тракти тварин і при цьому не засвоюється їх організмами як належно.

З огляду на це актуальним питанням є вдосконалення живильно-подрібнюючих пристроїв кормозбиральної техніки для забезпечення ними бажаної якості подрібнення.

Тому тематика кваліфікаційної роботи є надзвичайно актуальною.

Мета роботи

Основною метою кваліфікаційної роботи магістра є удосконалення доподрібнюючого пристрою кормозбирального комбайну з метою підвищення надійності роботи.

Об'єкт, методи та джерела дослідження

Об'єкт дослідження. Доподрібнюючий пристрій.

Предмет дослідження. Технологічні, конструктивні розрахунки та розрахунки на міцність елементів доподрібнюючого пристрою.

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

Отримані результати:

- розглянуто будову та конструкцію кормозбирального комбайну;
- проаналізовано особливості конструкцій подрібнюючих пристроїв кормозбиральних комбайнів;
- проведено розрахунки основних параметрів доподрібнюючого пристрою кормозбирального комбайну;
- розроблено конструкції складальних одиниць та деталей;
- проведено розрахунки на міцність найбільш навантажених деталей;
- обґрунтовано параметри та досліджено напружено-деформований стан валу подрібнюючого апарату;
- пророблено питання з охорони праці при роботі із кормозбиральними комбайнами та безпеки у надзвичайних ситуаціях.

Практичне значення отриманих результатів.

Запропоновано конструкцію доподрібнюючого пристрою з гідравлічним регулюванням зазору між його вальцями для кормозбирального комбайну.

Апробація. Окремі результати роботи доповідались на IV міжнародній студентській науково-технічній конференції «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання», Тернопіль, ТНТУ, 2021 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 – 71 арк., додатки – 7 арк. формату А4, графічна частина – 6 аркушів формату А1.

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

ЗМІСТ

Вступ	7
1. Аналіз особливостей об'єкту проектування	8
1.1. Опис об'єкту розробки	8
1.2. Огляд конструкцій доподрібнюючих пристроїв кормозбиральної техніки	16
1.3. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи магістра	23
2. Обґрунтування основних параметрів об'єкту розробки	24
2.1. Обґрунтування змін внесених у базову конструкцію	24
2.2. Технологічні розрахунки	26
2.3. Розрахунок параметрів та конструктивних розмірів подрібнюючого барабану	32
2.4. Розрахунки елементів доподрібнюючого пристрою	38
3. Дослідження параметрів об'єкту розробки	53
3.1. Обґрунтування параметрів вала подрібнюючого апарату	53
3.2. Розробка моделі об'єкту досліджень	57
3.3. Обробка даних за результатами моделювання	60
4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	63
4.1. Вимоги охорони праці при роботі на кормозбиральних комбайнах	63
4.2. Заходи безпеки при роботі на кормозбиральних комбайнах	65
Загальні висновки	68
Перелік посилань	69
Додатки	72

ВСТУП

У вирішенні задач по розвитку тваринницької галузі, та відповідно для забезпечення населення молоком, м'ясом та продуктами на їх основі важливою є роль кормової бази, яка не можлива без використання сучасних кормозбиральних машин.

Подріблення рослинної маси є основним, найбільш енергоємним процесом, що виконується кормозбиральною технікою. Понад 40% потужності, що споживається комбайнами затрачається саме на подріблення та переміщення подрібленої рослинної маси. Подрібнювальні апарати кормозбиральної техніки, що використовується у нас в країні при збиранні урожаю кукурудзи у фазах воскової чи повної стиглості, не дають бажаної якості подрібнення зерен, і тому його частина, десь 30% транзитно проходить крізь травні тракти тварин і при цьому не засвоюється їх організмами як належно.

З огляду на це актуальним питанням є вирішення поступового вдосконалення живильно-подрібнюючих пристроїв кормозбиральної техніки, а саме їх конструкцій для забезпечення ними бажаної якості подрібнення.

Це завдання може бути вирішене впроваджуючи в живильно-подрібнюючі апарати різного роду доподрібнюючих пристроїв.

Результати досліджень вказують, що навіть при належному налаштуванні живильних та подрібнюючих апаратів кормозбиральної техніки на величину мінімальної довжини різання, відсоток подріблених зерен кукурудзи не виходить за межі 40-55%.

Тому кормозбиральна техніка, які випускається закордонними виробниками, з метою покращення поживності кормів обладнується різноманітними доподрібнюючими пристосуваннями.

Включення їх в склад технологічної схеми комбайнів, поряд з певним ускладненням конструкцій, може бути виправданим при заготівлі рослин на силос і сінаж для худоби, оскільки тільки ретельне подрібнення (перемелення) зерен забезпечить їх засвоюваність організмами тварин, які не володіють досконалими жувальними апаратами.

1. АНАЛІЗ ОСОБЛИВОСТЕЙ ОБ'ЄКТУ ПРОЕКТУВАННЯ

1.1. Опис об'єкту розробки

Будова і технологічний процес кормозбирального комбайну КВК-800

Комбайн призначається для збирання урожаю кукурудзи у будь-яких фазах стиглості зерен, сорго, соняшнику та інших високостебельних культур, а також для скошування багаторічних трав та підбирання з валків зів'ялих насіяних і природніх трав поряд з паралельним їх подрібненням і вивантаженням в засоби для транспортування.

Комбайн КВК-800 може використовуватися в більшості ґрунтово-кліматичних зон, за винятком гірських ділянок і районів де ґрунти є підвищено зволожені, а також меліоровані торф'яно-болотні.

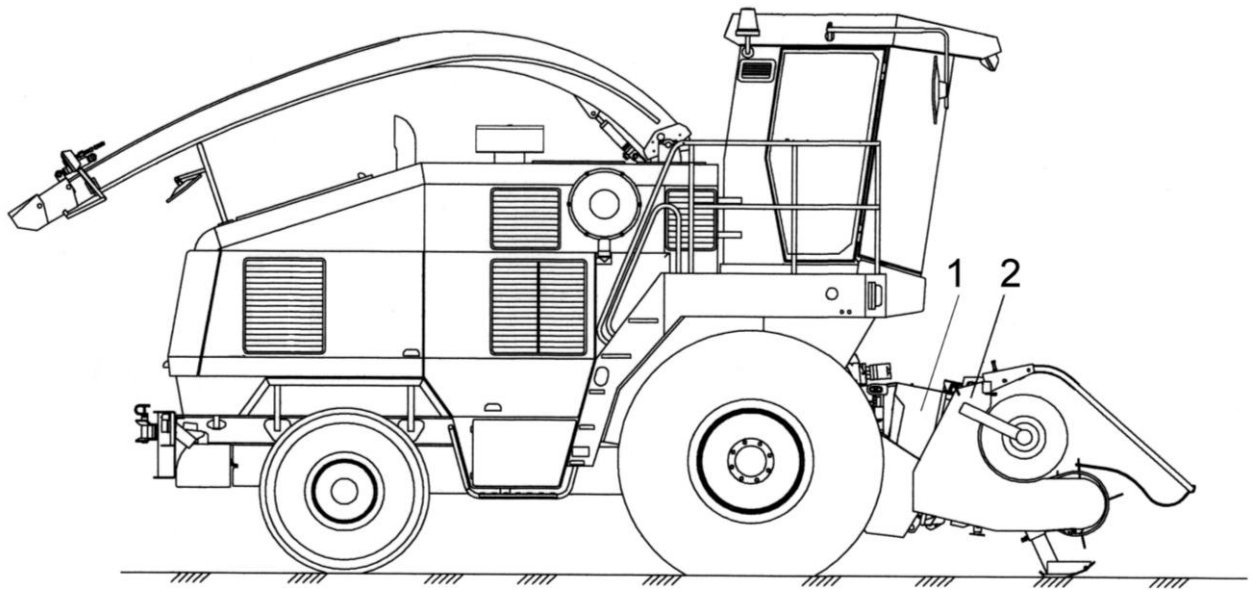


Рисунок 1.1 – Кормозбиральний комбайн КВК-800

Основні параметри та технічні характеристики комбайну КВК- 800:

Живильний апарат

Ширина, мм	770
Привід живильного апарату	механічний
Кількість вальців, шт	4
Число діапазонів частот обертання, шт	4

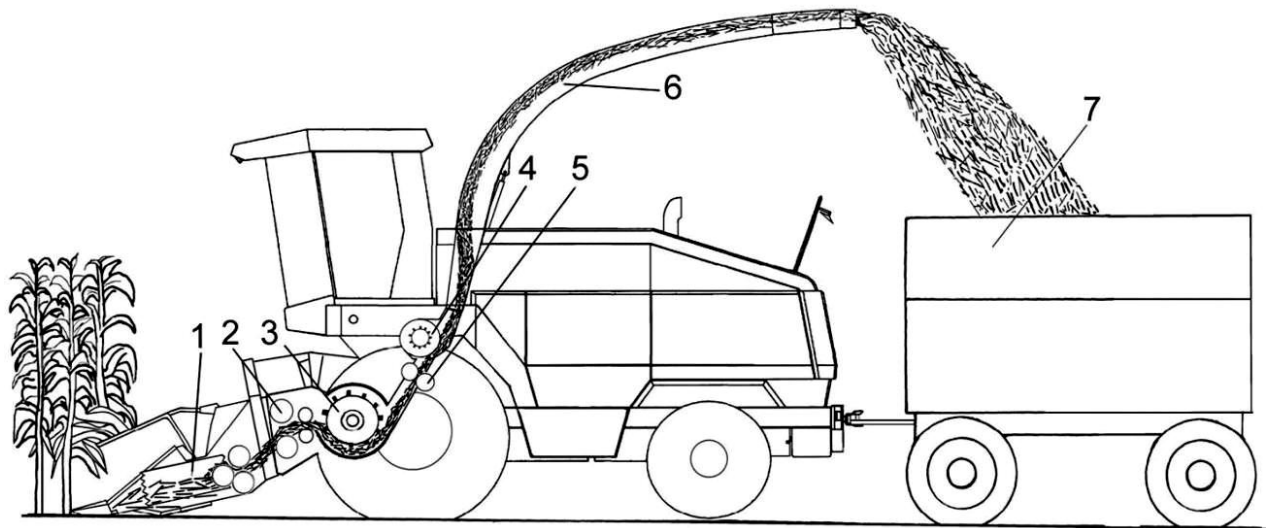
Подрібнюючий апарат

Тип	барабанний
Діаметр подрібнюючого барабана, мм	630 _{-0,4}
Спосіб розташування ножів	у шаховому порядку
Кількість ножів на барабанові, шт	40
Можливі способи установки ножів на подрібнювальному барабанові при експлуатації, шт	20; 40
Частоти обертів барабана на холостому ході за номінальної частоти обертання колінчастого валу с^{-1} , не менш	20 (1200)
Величина довжини різання, мм :	
- мінімальне значення	5
- максимальне значення	26

Доподрібнюючий пристрій

Тип	двухвальцевий
Діаметри вальців, мм	196 _{-0,29}
Частоти обертів вальців на холостому ходу за номінальної частоти обертів колінчастого вала, с^{-1} , не менш:	
- для рухомих вальців	60,3
- для нерухомих вальців	72,3
Вага конструкційна кг, не більш	300

До складу кормозбирального агрегату входить подрібнювач самохідний, жатка для товстостеблових культур, жатка для збирання трав та підбирач.



1 – жатка для товстостеблових культур, 2 - апарат живильний,
3 - подрібнюючий апарат, 4 - прискорювач викиду подрібненої маси,
5 - пристрій доподрібнюючий, 6 - силосопровід, 7 - транспортний засіб.

Рисунок 1.2 – Схема технологічного процесу роботи кормозбирального агрегату

Технологічний процес роботи кормозбирального комбайну із жаткою для товстостебельних культур відбувається наступним чином.

При русі комбайну по ділянці поля різальний апарат жатки 1 скошує рослини, транспортувальні ротори подають рослинну масу на вальці жатки з метою попереднього підпресовування і подання в живильний апарат 2 самохідного подрібнювача. Таким чином зрізані стебла кукурудзи при допомозі роторів транспортуються до зони знімання шкребками приймального вікна жатки. У живильному апараті подана стеблова маса проходить додаткове ущільнення та спрямовується у зону різання подрібнювального апарата 3 барабанного типу. З метою забезпечення необхідної швидкості руху подрібненої маси для подолання шляху по силосопроводах 6 до транспортного засобу 7 та відповідного ущільнювання силосної маси в проміжку між подрібнюючим апаратом та горловинами основ силосопроводів встановлено прискорювачі викидання маси 4.

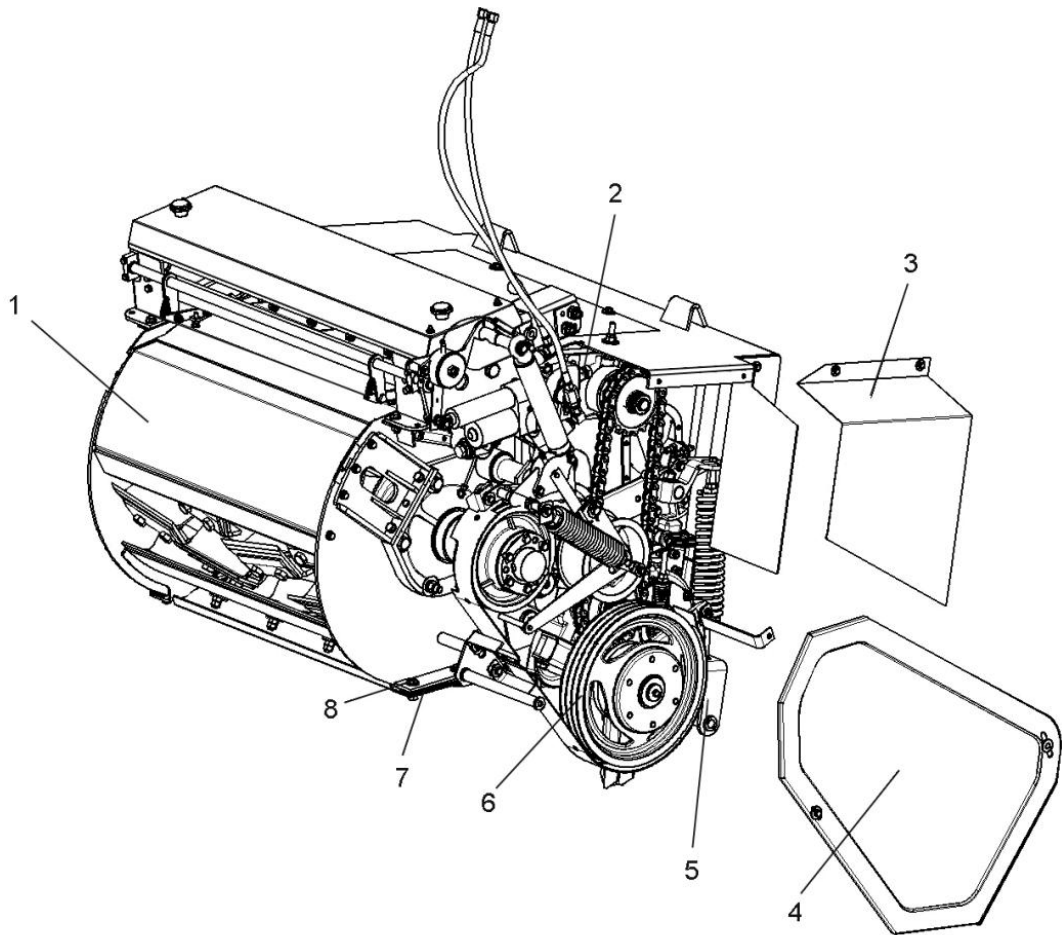
У випадку заготовлення кукурудзи на силос у фазах воскової чи повної стиглості зерен між подрібнювальними апаратами 3 і прискорювачами викиду 4 встановлюють доподрібнюючі пристрої активного типу 5, які потрібні для здійснення операції пошкодження оболонки зерен, що буде сприяти кращому засвоєнню тваринами тих поживних речовин, які знаходяться в зерні.

Можливими варіантами встановлення пасивних доподрібнюючих пристроїв - терток і рекатерів, які розміщуються в піддонах подрібнюючих апаратів, або на задніх стінках корпусів прискорювачів викидання подрібненої маси. При цьому активні доподрібнюючі пристрої не використовуються.

Дефлектори силосопроводів сполучені з основою силосопроводів при допомозі поворотних механізмів, що дозволяють здійснювати вивантаження подрібненої маси в транспортні засоби, розташовані як ліворуч, так і праворуч та позаду самохідних подрібнювачів, у відповідності до конкретних умов заготівлі кормів. З боку транспортного засобу на дефлекторах силосопроводів змонтовано двуступенчаті керовані з кабіни козирки, які дозволяють проводити вивантаження маси в транспортний засіб як прямовисно, так і паралельно до поверхні поля.

Живильно-подрібнюючий апарат

Живильно-подрібнюючі апарати кормозби рального комбайну складаються з живильного апарату 5 (рисунок 1.3) і подрібнювального апарату 1, які є сполученими між собою при допомозі скоби 2.



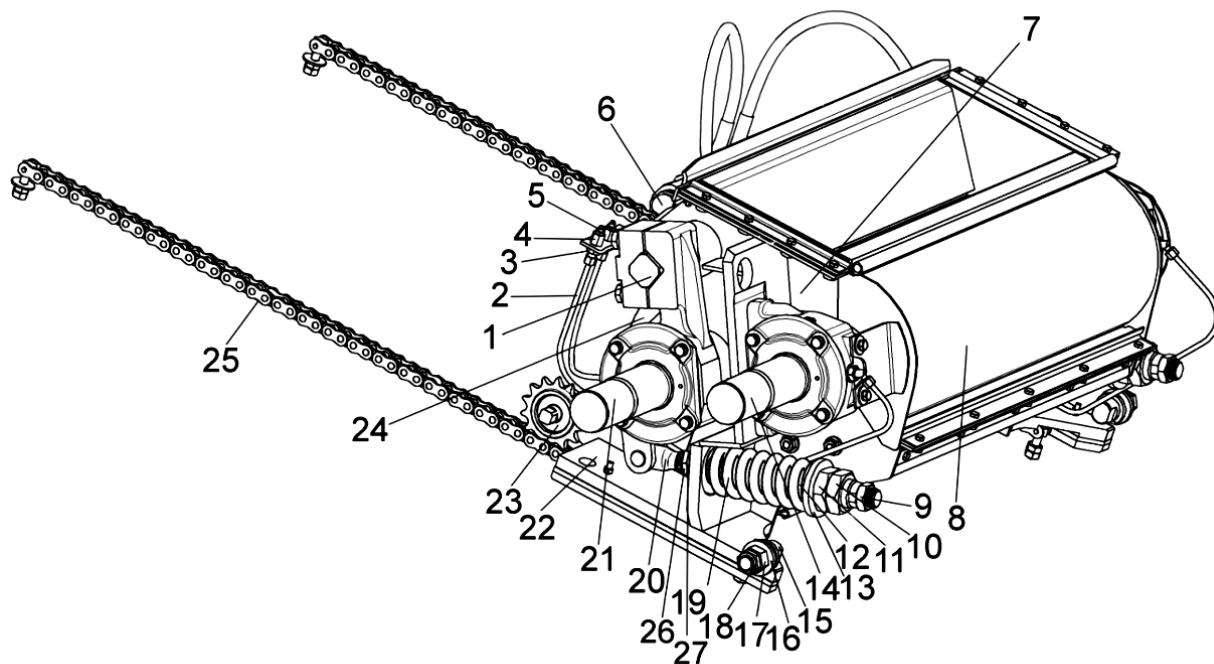
1 – подрібнюючий апарат; 2 – скоба; 3, 4 – щитки; 5 – живильний апарат;
6 – привод коробки передач; 7 – прокладки регулювальні; 8 – болт.

Рисунок 1.3 – Апарат живильно-подрібнюючий

Доподрібнюючий пристрій

Пристій доподрібнюючий (рисунок 1.4) призначений для дріблення і плюшіння зерен кукурудзи у фазах воскової та повної стиглості зерен.

Пошкодження зерен кукурудзи відбувається під дією двох рифлених вальців 14, 21 які обертаються з частотами, що різняться на 20%. На підприємстві-виготовлювачі між вальцями виставлено мінімальний зазор 1,2 мм. Мінімальне значення зазору фіксується упорами 27 і контргайками 26 на тягах 20 пружин.



1 – вал; 2 – трубка; 3, 11, 17 – гайки; 4 – штуцер; 5 – масельничка;
 6 – гідросистема регулювання проміжку; 7 – корпус; 8 – кожух верхній;
 9, 10, 18, 26 контргайки; 12 – гільза 13, 16 – шайби; 14 – валець верхній; 15,
 27 – упор; 19 – пружина; 20 – тяга; 21 – валець нижній; 22 – опора;
 23 – механізм переміщення; 24 – кожух нижній; 25 – ланцюг.

Рисунок 1.4 – Пристрій доподрібнюючий

При зменшенні зазору покращується степінь дроблення зерен, поряд з цим знижується продуктивність комбайну.

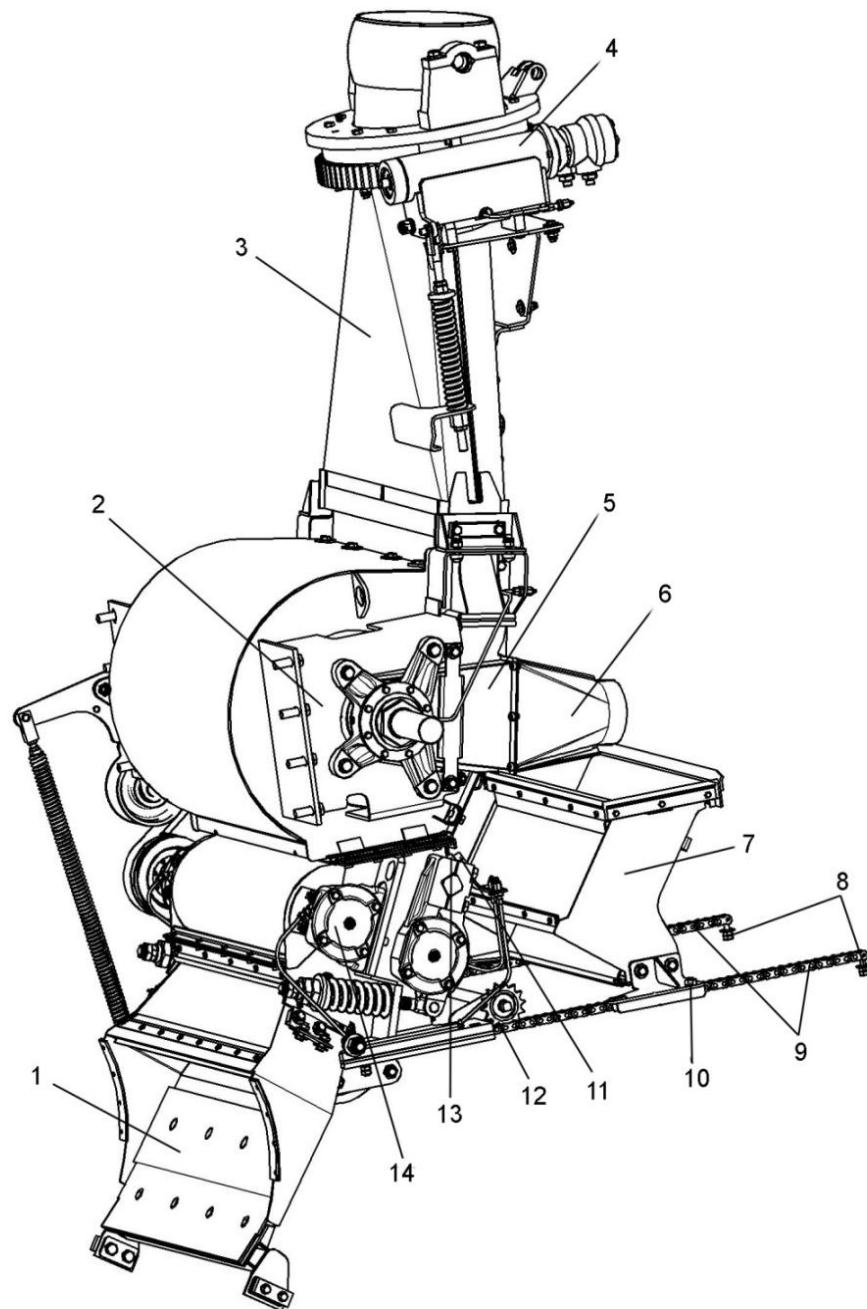
Оптимальні зазори:

- при збиранні кукурудзи воскової стиглості зерен зазор складає 4,6 мм;
- при збиранні кукурудзи у фазі повної стиглості зерен зазор складає 2,4 мм

Довжина різання стебельної маси при роботі з доподрібнюючими пристроями складає 10,13 мм

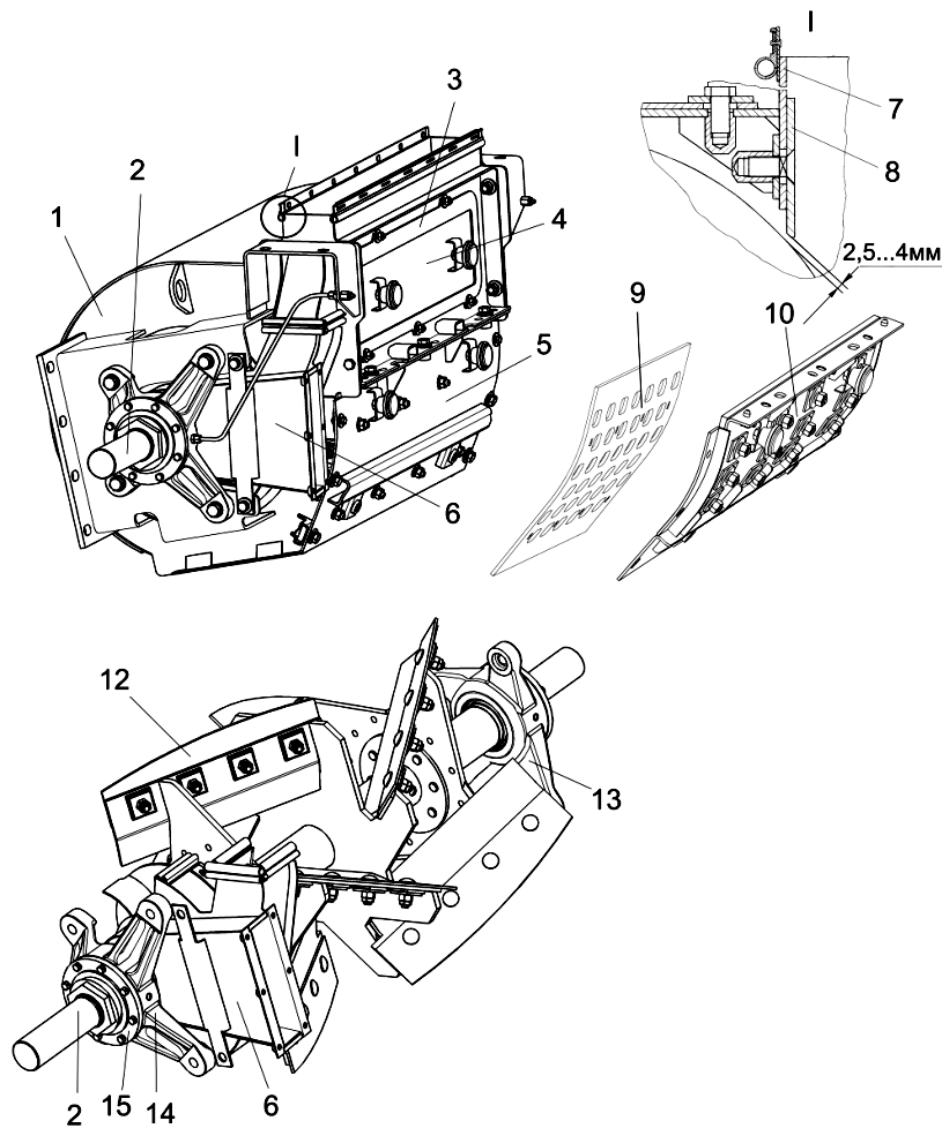
Для збирання трав і кукурудзи у фазах молочної та молочно-воскової

стиглості, а також підбирання маси з поверхні поля замість доподрібнюючих пристроїв встановлюється проставка 7 (рисунок 1.5), а на прискорювачах викиду монтується піддон 5 (рисунок 1.6) з гладким листом.



1 – камера прийомна; 2 – прискорювач викидання; 3 – основа
силосопроводів; 4 – механізм повертання силосопроводів; 5 – повітрепровід;
6 – перехідник; 7 – проставка; 8, 10, 11 – болти; 9 – ланцюг; 12 – механізм
переміщення; 13 – скоба; 14 – пристрій доподрібнюючий.

Рисунок 1.5 – Доподрібнюючий пристрій та проставка



1 – корпус прискорювача; 2 – вал прискорювача викиду; 3 – стінка задня;
 4 – люк; 5 – піддон; 6 – повітропровід; 7 – основа; 8 – відсікач; 9 – терка;
 10 – піддон бичевий; 12 – лопать; 13, 14 – корпуси; 15 – кришка.

Рисунок 1.6 – Прискорювач викиду

1.2. Огляд конструкцій доподрібнюючих пристроїв кормозбиральної техніки

Базуючись на проведених дослідженнях встановлено, що навіть за налаштування живильно-подрібнюючих апаратів кормозбиральних комбайнів на мінімальні довжини різання, кількість подрібнюваних зерен кукурудзи не перевищуватиме 40...55%. Тому кормозбиральна техніка, що випускається закордонними виробниками, з метою підвищення поживності кормів облаштовується різноманітними доподрібнюючими пристроями. Для цього доволі часто використовуються решітні та теркові поверхні.

При використанні решітних доподрібнюючих пристроїв зростає споживана потужність, збільшується вартість техніки, крім того потрібно є установка додаткових вентиляторів.

Теркові поверхні, які виконуються у вигляді рифлених планок в порівнянні з решітними пристроями є відносно недорогими, можуть легко встановлюватися, споживають меншу кількість додаткової енергії, а також не потрібно встановлювати додаткові вентилятори. Однак необхідна якість подрібнення стебельної маси досягається лише за хорошого підпресовування маси.

З метою забезпечення додаткового подрібнювання зерен кукурудзи використовуються також пристрої, що здійснюють ударяння, розмелювання та розчавлювання зерен. Широке застосування знаходять доподрібнюючі пристрої без використання елементів тертя – так звані вихреві камери. При використанні їх частина деки замінюється на зігнуту подовжену поверхню, після удару по якій потік зерен кукурудзи знову направляється на ножі.

Для доподріблення зерен кукурудзи зі великим вмістом сухих речовин використовуються профільовані роздавлювальні вальці. Для покращення викиду в цьому випадку додатково встановлюються прискорювачі в силосопроводах, швіркові вентилятори або інші транспортуючі органи.

Результати проведених досліджень різальних апаратів барабанного типу з перфорованими підбарабанним ситом вказують на те, що при збільшенні розмірів отворів від 25x25 до 75x75 мм відбувається зменшення питомих витрат енергії в 2-3 рази, збільшується середньо-зважений діаметр частинок в 2...2,5 рази (з 5...6

до 10...14 мм) і різко зростає кількість цілих зерен (від 4 до 10 разів), яке складає до 17-24%. Збільшення величини подачі з 1.5 до 3.5 кг с⁻¹ викликає підвищення затрачуваної потужності в 2...3 рази (28...36 кВт). Найменші питомі витрати енергії (6... 13 кВт з/кг) відповідають швидкостям барабанів на рівні близько 26 м с⁻¹.

Більшість подрібнювачів кукурудзи у ФРН обладнуються доподрібнюючими пристосуваннями. Використовуються пристрої у виді бичів на ножах, швиркових пластин, терткових пластин в середині вентиляторів, зубових гребінок у кожусі для викиду стеблової маси, а також додаткових ребер ударного типу в асиметричних викидних кожухах. В цьому випадку довжини різання стебел витримуються в діапазоні 3,5...10 мм.

Використовуються також два рифлених вальця, які здійснюють обертання назустріч один одному, і розміщуються внизу подрібнюючих барабанів або поверх них в каналах. Вальці здійснюють обертання з відмінними швидкостями (2600 хв⁻¹ і 2400 хв⁻¹). Це забезпечує проходження стеблового матеріалу, а також плющення і перетирання зерен. Плющильні вальці вдало виконують свої функції при збиранні кукурудзи в сухому стані (за вмісту сухої речовини більш ніж 32%), однак якщо проміжок між вальцями складає десь 1 мм, в цьому випадку можливі відхилення гойдаючих плющильних вальців в межах до 25 мм. Однак термін служби рифів плющильних вальців складає до 200 годин, тому є необхідність їх заміни щорічно.

Для покращення викидання подрібненої рослинної маси використовуються різноманітні пристрої, однак найбільш широко застосовуються прискорювачі викиду, які встановлюють в силосопроводах.

Для прикладу в патенті ФРН №3024663 кл. А01 29/12, наведено "польовий подрібнювач, який складається з викидного патрубку, що звужується по довжині від подрібнюючої камери до верхньої частини та лопатеву швырляку, закріплену поблизу верхнього корпусу викидного патрубку у викидному каналі, відрізняється тим, що лопатева швырляка передбачена у викидному патрубку, причому вісь обертання лопатевого колеса швырляки встановлена на поперечній осі викидного патрубку і зовні його поперечного перерізу, а приймальна частина направляючого

елементу шви́рялки встановлена щонайменше приблизно у напрямі верхнього кінця викидного патрубка”.

Однак такі пристрої призначені лише для транспортування подрібненої рослинної маси і не забезпечують дроблення зерна кукурудзи.

Для забезпечення дроблення зерна кукурудзи дисковими подрібнювачами в силосопроводах встановлюють доподрібнюючі гребінки, а на дисках радіально встановлюються кидаючі лопаті. Гребінки розташовуються на початку прямолінійних ділянок силосопроводів і досягають лінії обертання лопатів шви́рялки. Однак при використанні таких конструкцій зростає енергоємність та зменшується власне сама продуктивність подрібнююче-транспортного апарату. Тому, для спрощення процесів доподрібнювання зерна пропонують розподіляти подрібнену масу на два потоки. Найбільші частинки повинні спрямовуватися одразу на лопатеві шви́рялки, а дрібніші частинки – окремим потоком мають надходити на доподріблення. Розподіл на окремі потоки здійснюється за рахунок встановлення рифлених і перфорованих рекатерів. Однак, таке вдосконалення не набуло широкого використання у зв'язку із труднощами отримання якісного розділу стебельної маси на потоки.

Після барабанних подрібнюючих апаратів встановлюють пару плющильних вальців, а у в силосопроводах лопатеві колеса шви́рялки. Після проходження через подрібнювач матеріал подається на плющильні вальці, де власне і відбувається доподріблення; після проходження через вальці матеріал набуває прискорення лопатевою шви́рялкою і викидається в силосопроводи.

Тобто під час проходження маси між вальцями сама швидкість руху маси падає і щоб забезпечити її викид в транспортні засоби передбачено встановлення прискорювачів викиду.

Згідно проведеного аналізу літературних джерел можна виділити наступні конструктивні схеми пристроїв для доподріблення зерна кукурудзи (рис. 1.7 а, б, в, г, д, е, же, з) :

- барабанні подрібнююче-шви́ркові апарати з рифленими рекатерами (рис.1.7 а);
- дискові подрібнююче-транспортуючі апарати з шви́рковими лопатками гребінчастого типу, відбійними гребінками, які встановлені нерухомо і

рифленими рекатерами (рис.1.7 б);

- барабанні подрібнюючі апарати з перфорованими рекатерами і додатковими пристосуваннями для транспортування стеблової маси (рис. 1.7 в, г);

- барабанні подрібнююче-швиркові апарати з двома вальцями для доподрібнення (вальцьовими дробарками) і додатковими пристосуваннями для транспортування подрібненої стеблової маси (рис.1.7 д, е);

- барабанні подрібнююче-швиркові апарати з роторними дробарками (рис.1.7 ж);

- подрібнююче-транспортуючі апарати з інерційно-поворотними піддонами (петлею Кемпера, рис.1.7 з);

На даний час триває дослідження раціональних технологічних схем та конструктивних вирішень пристроїв для доподрібнення зерен кукурудзи. Станом на тепер, жодна із відомих схем повністю не задовольняє вимогам, що ставляться до якості подрібнення. Використання більшості з цих схем (рис.1.7 в, г, д, е, ж) суттєво ускладнюють конструкції кормобиральної техніки. Практично усі схеми знижують продуктивність. Так за встановлення рекатерів не лише підвищується енергоємність порядку на 25...50%, а також зменшується пропускна здатність самих подрібнюючих апаратів.

Застосування в схемах подрібнювачів гвинтових транспортуючих органів також ускладнює конструкції поряд з підвищенням їх енергоємності.

Вальцьові дробарки забезпечують 100% подрібнення кормів до необхідної величина. Однак введення їх в технологічні схеми комбайнів, недивлячись на певне ускладнення конструкцій, може бути виправданим лише для заготівлі силосів та сінажів для свинів, так як лише ретельне подрібнення (помелення) зерен кукурудзи забезпечить їхню засвоюваність організмами цих тварин, які не володіють хорошим жувальним апаратом.

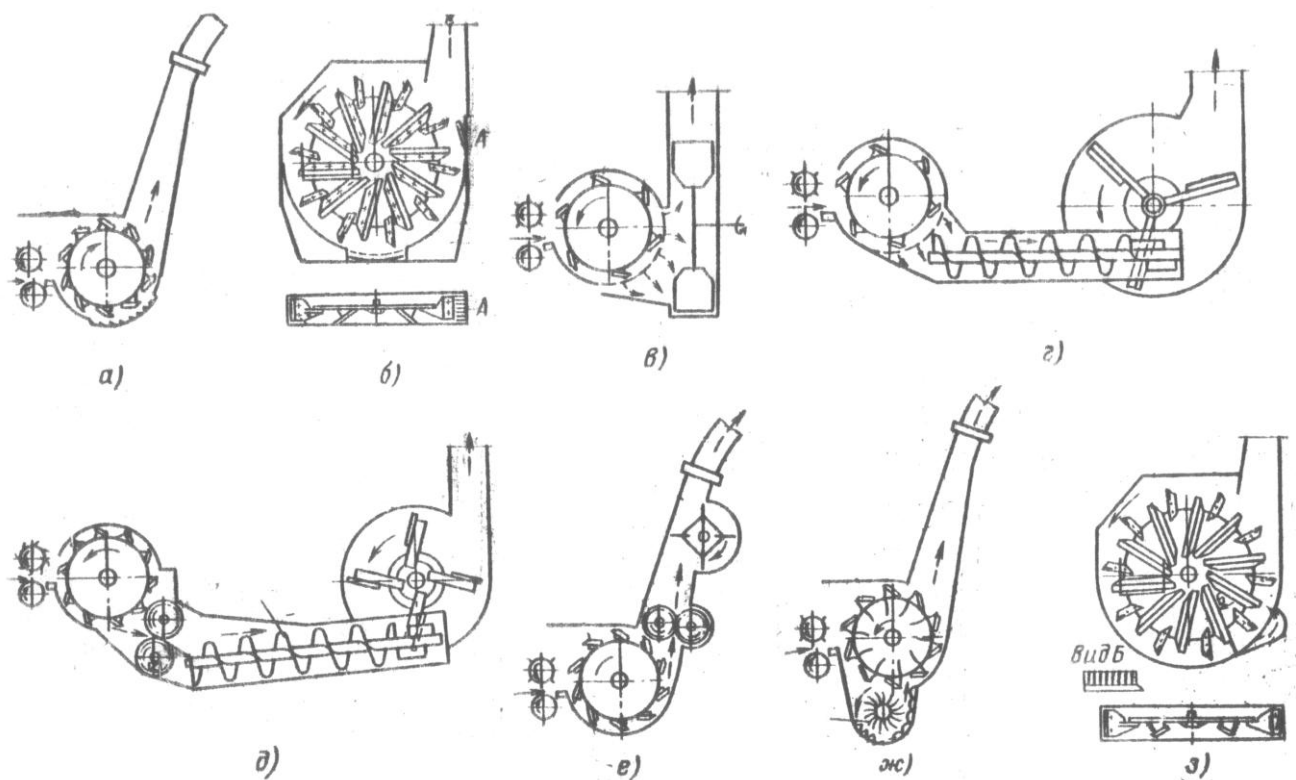


Рисунок 1.7 – Технологічні схеми подрібнюючих апаратів з пристроями для доподріблення зерен кукурудзи



Рисунок 1.8 – Кормозбиральний комбайн JAGUAR - 840

Засвоюваність силосу, який приготовлений з кукурудзи зменшується зі збільшенням вмісту сухої маси в кормі. Тому, з огляду на це, значення доподрібнювачів зерна кукурудзи (корн-крекерів) важко переоцінити саме за таких умов. Барабани прискорювачі, встановлені за корн-крекерами, ширина яких є трохи меншою за ширину подрібнюючих барабанів подають подрібнену стебельну масу на транспорті засоби щільним потоком за будь-яких умов.

Доподрібнювачі зерен кукурудзи (рис.1.9) фірми CLAAS є незамінними для приготування кормів необхідної консистенції. Їх ребристі вальці, що мають можливість обертатися в протилежних напрямках, стабільно приймають подрібнену стебельну масу.

Вальці, маючи агресивну форму профілів та доволі велику різницю в швидкостях обертання дозволяють отримати дроблення зерен кукурудзи до мінімальних розмірів. Відмінною особливістю доподрібнювачів фірми CLAAS є великі діаметри вальців (196 мм).



Рисунок 1.9 Доподрібнювач зерен кукурудзи фірми CLAAS

В таких до подрібнювачах вальці обертаються з різними швидкостями. Зерна кукурудзи дробляться за рахунок створення так званого терткового ефекту. Транспортування стебельної маси в моделях «JAGUAR» відбувається лише в прямолінійному напрямі, відносно осі машини. Цей процес не залежить від того,

що збирається трава чи кукурудза на силос із застосуванням доподрібнювача зерен. Доподрібнювач, за потреби, встановлюють на шляху потоку рослинної маси. Від подавальних підпресовуючих вальців до барабану-прискорювача, який направляє стебельну масу у вивантажувальні транспортери, маса рухається без зміни свого напрямку руху. Швидкість потоку стеблової маси зростає від вузла до вузла, а встановлені за V- подібною схемою ножі та прискорювальні лопатки здійснюють його центрування. В комплексі все це забезпечує високе значення продуктивності та мінімальні витрати палива.

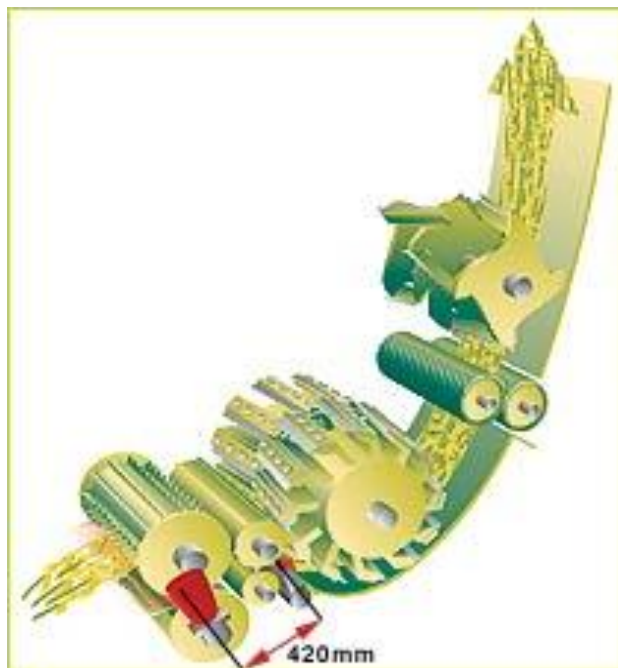


Рисунок 1.10 – Процес транспортування стеблової маси в комбайнах «JAGUAR»

Прямолінійний спосіб проходження стеблової маси через усі вузли подрібнювачів зі швидкостями, які зростають є важливою складовою забезпечення високої продуктивності кормозбиральних комбайнів.

1.3. Обґрунтування теми кваліфікаційної роботи магістра

Подріблення рослинної маси є основним, найбільш енергоємним процесом, що виконується кормозбиральною технікою. Понад 40% потужності, що споживається комбайнами затрачається саме на подріблення та переміщення подрібленої рослинної маси. Подрібнювальні апарати кормозбиральної техніки, що використовується у нас в країні при збиранні урожаю кукурудзи у фазах воскової чи повної стиглості, не дають бажаної якості подрібнення зерен, і тому його частина, десь 30% транзитно проходить крізь травні тракти тварин і при цьому не засвоюється їх організмами як належно.

Базуючись на проведених дослідженнях встановлено, що навіть за налаштування живильно-подрібнюючих апаратів кормозбиральних комбайнів на мінімальні довжини різання, кількість подрібнених зерен кукурудзи не перевищуватиме 40...55%.

З огляду на це актуальним питанням є вдосконалення живильно-подрібнюючих пристроїв кормозбиральної техніки для забезпечення ними бажаної якості подрібнення.

Це завдання може бути вирішене впроваджуючи в живильно-подрібнюючі апарати різного роду доподрібнюючих пристроїв.

На даний час тривають дослідження раціональних технологічних схем та конструктивних вирішень пристроїв для доподрібнення зерен кукурудзи. Станом на тепер, жодна із відомих схем повністю не задовольняє вимогам, що ставляться до якості подрібнення. Використання більшості з цих схем суттєво ускладнюють конструкції кормозбиральної техніки. зростає споживана потужність, збільшується вартість техніки, крім того в окремих випадках потрібна установка додаткових вентиляторів, практично усі схеми знижують продуктивність процесу...

Отже основним завданням кваліфікаційної роботи є удосконалення доподрібнюючого пристрою кормозбирального комбайну з метою підвищення надійності роботи та обґрунтування його основних параметрів.

2. ОБҐРУНТУВАННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

2.1. Обґрунтування змін внесених у базову конструкцію

Доподрібнюючі пристрої призначені для дроблення зерен кукурудзи лише у фазах воскової або повної стиглості зерен. У живильно-подрібнюючих апаратах при роботі комбайну з використанням доподрібнюючого пристрою встановлюється доволі великі (10.13 мм) довжини різання.

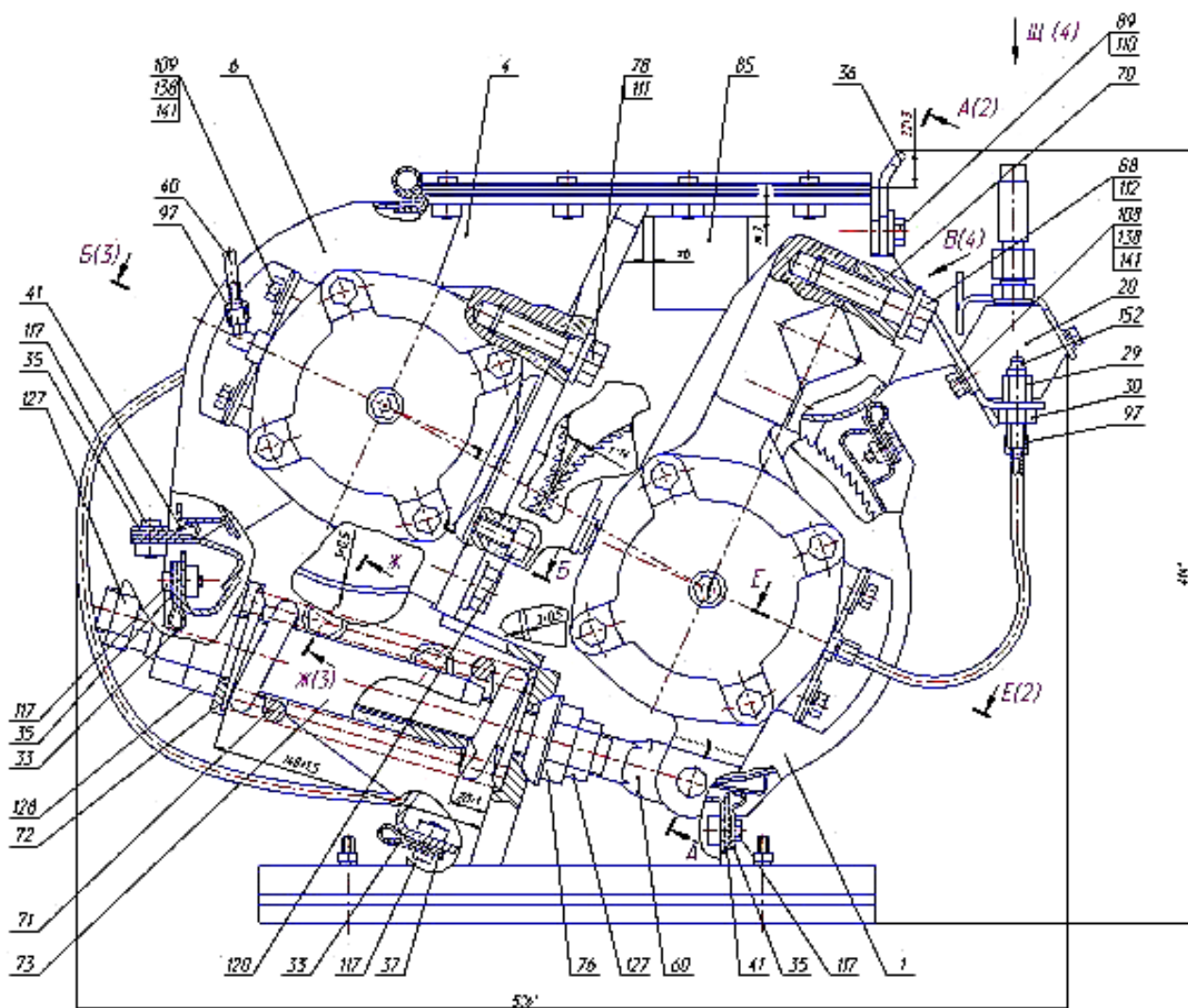


Рисунок 2.1 – Доподрібнюючий пристрій до модернізації

З метою руйнування зерна кукурудзи у фазах молочно-воскової, воскової або повної стиглості зерен можуть бути використані терки або піддони з бичами, які входять в склад змінних частин комбайну. За цих умов доподрібнюючий пристрій переводять у транспортне положення, а замість нього встановлюють проставку.

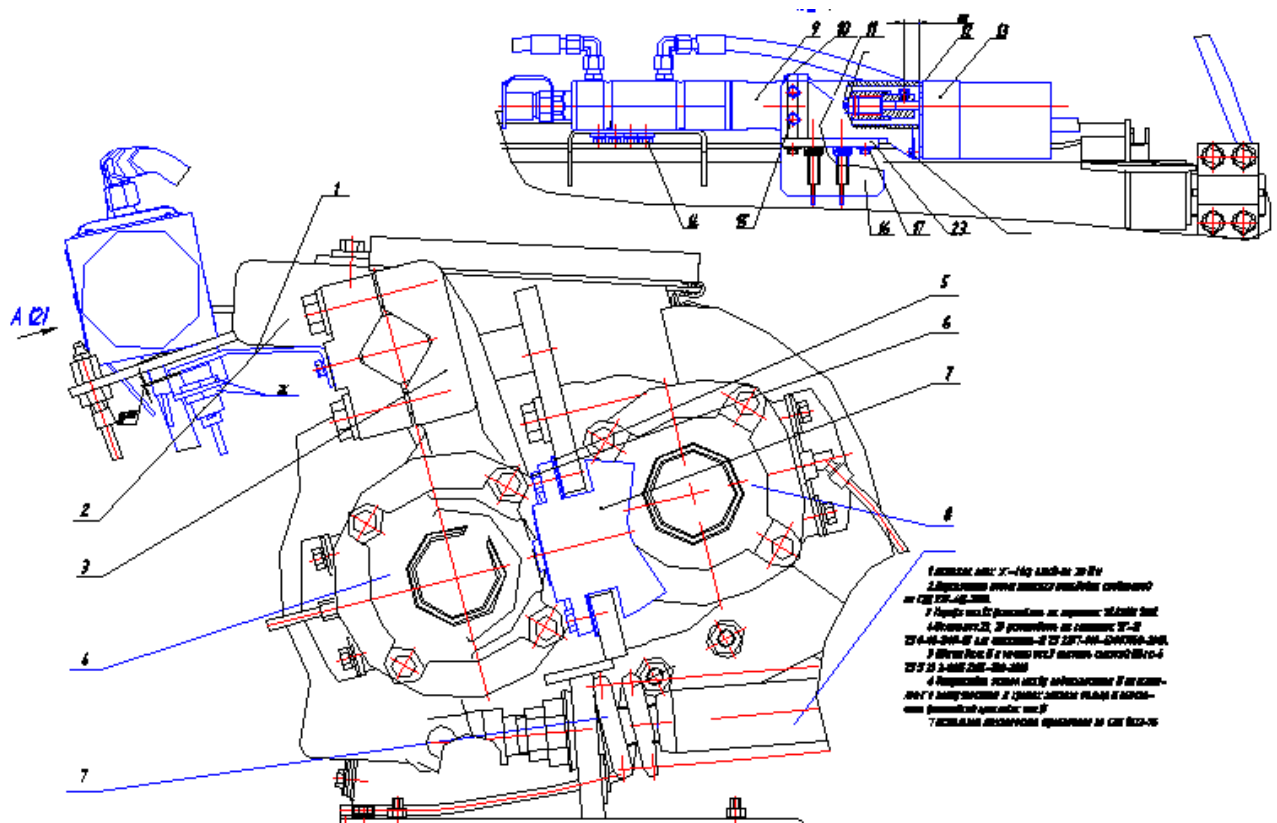


Рисунок 2.2 – Доподрібнюючий пристрій після удосконалення

Терки встановлюють в піддонах прискорювачів викиду замість гладких листів. Піддон з бичами встановлюється на прискорювачах викиду замість піддонів з гладкими листами.

Величини довжини різання при використанні терток або бичових піддонів встановлюються мінімальними або середніми.

Метою удосконалення конструкції пристроїв для доподрібнення є збільшення надійності роботи даного механізму.

Для наочності представлено рисунки доподрібнюючих пристроїв до і після удосконалення (рис.2.1, рис.2.2).

Розглянемо порядок регулювання зазору між вальцями в базовому виконанні.

Для зміни зазору між вальцями потрібно відкрутити гайки (позиція 158), встановити потрібний зазор за шкалою (позиції 84 і 85) та закрутити гайки (позиція 158).

В такій конструкції величину зазору неможливо змінювати під час роботи пристрою. Тобто за такого виконання зазор виставляється перед початком роботи та залишається постійним до виконання наступних регулювань.

Ця схема звичайно простіша в порівнянні із гідравлічним регулювальним органом, однак не забезпечує витримування точних значень зазорів між вальцями доподрібнюючого пристрою.

В удосконаленій конструкції доподрібнюючих пристроїв відсутні механічні регулятори зазору між вальцями. Це забезпечуватиметься рухом штока гідравлічного пристрою.

Власне використання схеми з гідравлічним поршнем стало причиною стабільної роботи доподрібнюючого пристрою.

2.2. Технологічні розрахунки

Деяка схожість процесів роботи доподрібнюючих вальців з процесами прокатування в металообробній галузі дозволяє використовувати окремі елементи теорії прокатування.

Найважливішим параметром для процесу роботи вальцов є кут α захоплення шару рослинної маси (Рис. 2.3.). Його можна знайти в залежності від діаметру D вальців, товщини H шару рослинної маси, що надходить у вальці, і товщини h ущільненого вальцями шару рослинної маси.

З трикутника aOC отримаємо:

$$H - h = D \cdot (1 - \cos(\alpha)). \quad (2.1)$$

Звідси можна легко отримати значення D :

$$D = \frac{H - h}{1 - \cos(\alpha)}. \quad (2.2)$$

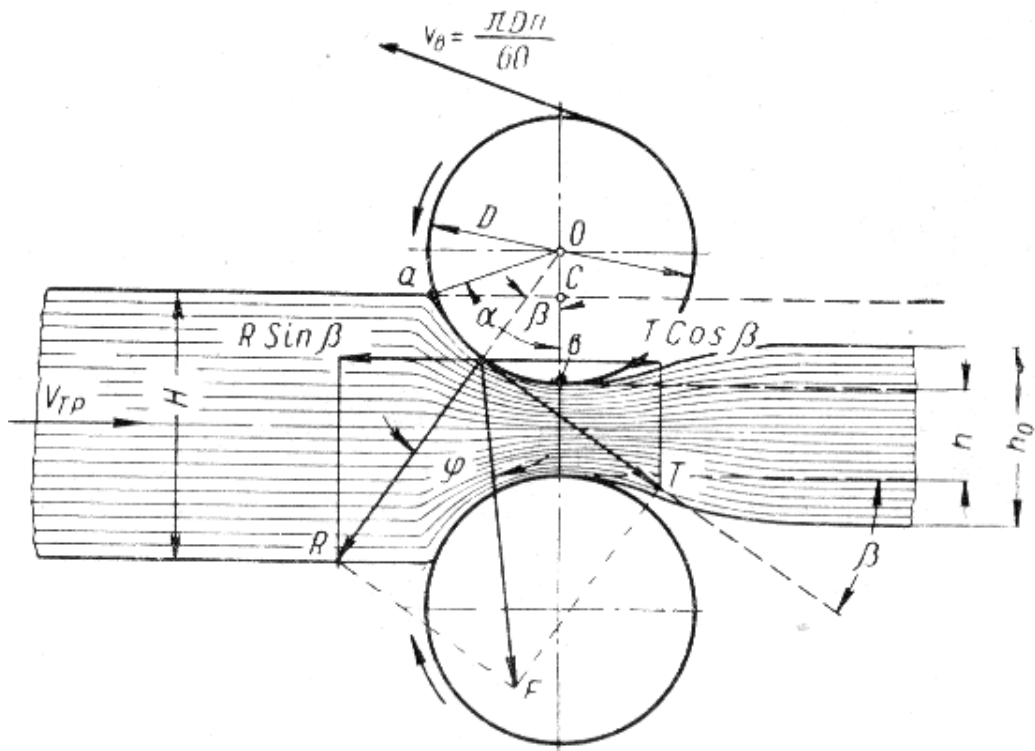


Рисунок 2.3 – Схема до розрахунку діаметра живильних вальців

Однак такі значення D лише геометрично пов'язується з іншими параметрами і не можуть бути застосовані для розрахунків. Розглянувши взаємодію вальців з шари рослинної маси, що надходить, можна переконатись, що шари рослинної маси сприймають з сторони вальців реакцію R і силу тертя T . Їх рівнодіюча сила F спрямовується убік вальців у тому випадку, коли $\varphi > \beta$; у вертикальному напрямку, якщо $\varphi = \beta$; у напрямку від вальців, у випадку $\varphi < \beta$.

Вальці стабільно захоплюватимуть і протягуватимуть рослинну масу за $\varphi > \beta$; при $\varphi = \beta$ рослинна маса буде пробуксовувати і при $\varphi < \beta$ взагалі буде відштовхуватися. Точка прикладування і величина рівнодіючої сили F є не постійними, вони можуть змінюватися в процесі проходження рослинної маси в залежності від співвідношення сил. При рухові, що є встановленим, сила F прикладається ближче до середньої частини дуги контакту ab . Так як кут φ між реакціями R та рівнодійними F є рівним куту тертя, то за встановленого режиму руху рослинної маси, у вальцях завжди буде виконуватись $\varphi > \beta$.

Справді, для того щоб забезпечити просування шару рослинної маси між вальцями необхідно забезпечити, щоб рівнодіюча горизонтальних проекцій сил, які чинять вплив на шари рослинної маси, котрі поступають, була направлена у сторону обертання вальців, тобто:

$$T \cdot \cos(\beta) > R \cdot \sin(\beta). \quad (2.3)$$

Однак $T = R \cdot f$,

де коефіцієнт тертя $f = \operatorname{tg}(\varphi)$, отже:

$$R \cdot f \cdot \cos(\beta) > R \cdot \sin(\beta) \text{ звідки } f > \operatorname{tg}(\beta). \quad (2.4)$$

Звідки:

$$f > \operatorname{tg}(\beta); \quad \operatorname{tg}(\varphi) > \operatorname{tg}(\beta); \quad \varphi > \beta. \quad (2.5)$$

Кут β називається кутом клину. Його величина змінюється в межах від α до $0,5\alpha$. Для несприятливих умов, коли $\beta = \alpha$ вираз (2.5) можна подати, як:

$$D = \frac{H - h}{1 - \cos(\beta)} \text{ і } D = \frac{H - h}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2(\beta)}}}. \quad (2.6)$$

Врахувавши нерівност (2.5) в кінцевому випадку отримаємо:

$$D > \frac{H - h}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2(\beta)}}}. \quad (2.7)$$

Вираз (2.7) пов'язує основні геометричні параметри з фізичними параметрами, тобто з кутами тертя, тому він може бути застосований для розрахунків діаметрів вальців.

Припускаючи, що товщина шару зелених стебел кукурудзи, що надходить складає $H = 150$ мм, товщина вже ущільненого шару цих стебел рівна мінімальному зазору між вальцями $h = 110$ мм. Враховуючи, що коефіцієнт тертя і кут тертя стебел кукурудзи по оброблених сталевих поверхнях вальців $\operatorname{tg}(\varphi) = 0,43$ і $\varphi = 23^\circ 20'$. В цьому випадку діаметри вальців знайдемо як:

$$D > \frac{150 - 110}{1 - \frac{1}{\sqrt{1 + 0,43^2}}} \approx 490 \text{ мм.}$$

Розрахунки свідчать, що вальці, які використовуються навіть при легких умовах роботи повинні мати діаметр понад 490 мм. Однак, очевидно що вальці таких діаметрів є конструктивно невиправдані. Тому на практиці вальці виконуються із спеціальними рифами, котрі дозволяють у декілька разів збільшувати їх зчеплення з рослинною масою і дає можливість виготовляти їх діаметрами в межах 150...300 мм.

З огляду на це, прийmemo діаметр верхніх передніх вальців 340 мм, а передніх нижніх вальців – 215 мм.

Визначення потужності, що затрачається на привід живильного апарату

Потужність, яка є необхідною для забезпечення роботи верхніх та нижніх вальців, котрі ущільнюють і одночасно протягують рослинну масу, є можливість розрахувати за формулою:

$$N_{\text{под}} = 0,5 \cdot \bar{\sigma} \cdot (H - h) \cdot b \cdot V_{\text{окр.под}} = \quad (2.8)$$

$$= 0,5 \cdot 0,55 \cdot 10^6 \cdot (0,15 - 0,11) \cdot 0,56 \cdot (1,09 \dots 1,38) = 7,20 \dots 9,09 \text{ кВт}$$

де σ – напруження стиску, кг/см²; Прийmemo рівним $\sigma = 0,5 \dots 0,6$ МПа;

H – значення товщини шару рослин, що подаються у вальці, м.

Прийmemo рівною 0,15 мм;

h – значення товщини шару маси, ущільненої вальцями, м.

Прийmemo значення величини мінімального зазору між вальцями

0,11 м;

b – ширина вальців, м. Прийmemo 0,56 м;

$V_{\text{окр.под}}$ – колова швидкість вальців, м/с.

Величина колової швидкості вальців :

$$V_{\text{окр.под}} = \omega_{\text{под}} \cdot R_{\text{под}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{под}} \cdot D_{\text{под}}}{30 \cdot 2} = \frac{3,14 \cdot (94,9 \dots 119,8) \cdot 0,22}{30 \cdot 2} = 1,09 \dots 1,38 \text{ м / с} \quad (2.9)$$

Залежність (2.9) складена за припущення, що робота вальців рівняється роботі деформації для зменшення об'єму шару маси рослин, а сила протягування P_m маси складає:

$$P_m = \frac{\bar{E} \cdot (H - h)^2}{2 \cdot H} \cdot b = \frac{0,355 \cdot 10^6 \cdot (0,15 - 0,15)^2}{2 \cdot 0,15} \cdot 0,56 = 1060 \text{ Н} \quad (2.10)$$

де E – модуль пружності, МПа. Прийmemo рівним 0,33-0,38 МПа.

Оскільки сили P_m передаються через рифи, що знаходяться на поверхнях живильних вальців, робота сил тертя цих рифів приблизно може бути визначена за допомогою виразу:

$$N_{mp.p.} = f' \cdot \frac{\bar{\sigma}}{2} \cdot (H - h) \cdot b \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} = 0,85 \cdot \frac{0,55 \cdot 10^6}{2} \times \\ \times (0,15 - 0,11) \cdot 0,56 \cdot 0,12 \cdot \frac{3,14 \cdot (94,9 \dots 119,8)}{30} = 6,68 \dots 8,43 \text{ кВт} \quad (2.11)$$

де f' – величина коефіцієнта тертя рифа. Прийmemo рівною 0,8...0,9.

ρ – величина радіуса вальця по рифам, м. Прийmemo 0,12 м.

n – значення частоти обертів вальців, об/хв.

Для визначення потужності, яка необхідна для роботи верхнього та нижнього живильних вальців при відомому значенні подачі скористаємося наступною залежністю:

$$N_{\text{под}} = \frac{\bar{E} \cdot k^2 \cdot q}{2 \cdot \gamma_1} = \frac{0,355 \cdot 10^6 \cdot 0,6^2 \cdot (41,7 \dots 60,6)}{2 \cdot 350} = 7,61 \dots 11,06 \text{ кВт} \quad (2.12)$$

де $k = \frac{\gamma_2 - \gamma_1}{\gamma_1}$ – величина ущільнювання. Прийmemo рівною 0,6;

q – значення пропускної здатності роторної жатки, кг/с;

γ_1 – густина рослинної маси, кг/м³, що поступає; Прийmemo 350 кг/м³.

З двох отриманих розрахунками за формулами (2.11) і (2.12) потужностей в якості розрахункового в подальших розрахунках прийmemo найбільше значення.

2.3. Розрахунок параметрів та конструктивних розмірів подрібнюючого барабану

Знайдемо швидкість подачі рослинної маси живильним апаратом:

$$V_{II} = \omega \cdot R, \quad (2.13)$$

де ω - кутова швидкість обертів вальців c^{-1} .

$$\omega = \frac{\pi \cdot n_i}{30} c^{-1},$$

де n_i - частота обертання вальців, *об / хв*.

Для верхніх задніх вальців при $n_x = 102,8...259,7$ *об / хв* та $d_x = 170$ *мм*

$$\omega_x = \frac{\pi \cdot (102,8...259,7)}{30} = (10,76...27,18) c^{-1},$$

Для нижніх задніх вальців при $n_{VII} = 130,3...329,1$ *об / хв* та $d_{VII} = 130$ *мм*

$$\omega_{VII} = \frac{\pi \cdot (130,3...329,1)}{30} = (13,64...34,44) c^{-1},$$

Тоді значення швидкості подачі рослинної маси живильним апаратом верхніми задніми вальцями складатиме

$$V_{II}^x = \omega_x \cdot R_x = (10,76...27,18) \cdot 0,5 \cdot 170 = 0,91...2,31 \text{ м/с}.$$

Значення швидкості подачі рослинної маси живильним апаратом нижніми задніми вальцями складатиме

$$V_{II}^{VII} = \omega_{VII} \cdot R_{VII} = (13,64...34,44) \cdot 0,5 \cdot 130 = 0,89...2,24 \text{ м/с.}$$

Прийmemo значення середньої швидкості подачі рослинної маси живильним апаратом рівним:

$$V_{II} = 0,9...2,3 \text{ м/с.}$$

Визначаемо величину розрахункової довжини різання:

$$L_{рез} = \frac{V_{II} \cdot 60 \cdot 10^3}{Z \cdot n}, \quad (2.14)$$

де n - значення частоти обертання барабану $n = 1200 \text{ об/хв}$

Z – число ножів $Z = 10$ штук

Визначаемо величину розрахункової довжини різання рослинної маси.

$$l_{расчmin} = \frac{V_{nmin} \cdot 60000}{Z \cdot n} = \frac{0,9 \cdot 60000}{10 \cdot 1200} = 4,5 \text{ мм};$$

$$l_{расчmax} = \frac{V_{nmax} \cdot 60000}{Z \cdot n} = \frac{2,3 \cdot 60000}{10 \cdot 980} = 11,5 \text{ мм}.$$

З конструктивних міркувань прийmemo $l_{расч} = 8 \text{ мм}.$

Знайdemo значення максимальних товщин шарів h_{max} рослинних матеріалів, котрі перерезаються барабаном.

$$h_{max} = \frac{G \cdot 60 \cdot 10^9}{B \cdot l_{min} \cdot Z \cdot n \cdot j} = \frac{35 \cdot 60 \cdot 10^9}{800 \cdot 4,5 \cdot 10 \cdot 1200 \cdot 300} = 162 \text{ мм}. \quad (2.15)$$

Приймаємо $h_{\max} = 150 \text{ мм}$

Знайдемо діаметр барабану :

$$D_{\phi} = \frac{h_{\max}}{0,25 \dots 0,15} = \frac{150}{0,25 \dots 0,15} = 600 \dots 1000 \text{ мм} . \quad (2.16)$$

Приймаємо $D_{\phi} = 630 \text{ мм}$ з огляду на конструктивні особливості ножів.

Довжину барабану визначаємо згідно формули:

$$L_{\phi} = \frac{D_{\phi} \cdot \pi}{Z \cdot \operatorname{tg} \tau} = \frac{630 \cdot 3,14}{10 \cdot \operatorname{tg} 15^{\circ}} = 732 \text{ мм} , \quad (2.17)$$

де τ - величина кута ковзання ножів (у барабанах рівняється куту зацімлення), $\tau = 15^{\circ}$.

Прийmemo значення довжини барабана $L_{\phi} = 800 \text{ мм}$.

Задане значення пропускної здатності подрібнюючого барабана повинно бути не меншим за розрахункове:

$$G_p = B \cdot h_{\max} \cdot V_{\min} \cdot \gamma \cdot 10^{-6} = 800 \cdot 150 \cdot 0,9 \cdot 300 \cdot 10^{-6} = 32,4 \text{ кг/с} \quad (2.18)$$

Отже умова виконується $G \geq G_p = 35 \geq 32,4$.

Визначаємо значення переднього кута ϕ установки ножів:

$$\phi = 90^{\circ} - \beta - j = 90^{\circ} - 25^{\circ} - 15^{\circ} = 50^{\circ} \quad (2.19)$$

З конструктивних міркувань прийmemo $\phi = 60^{\circ}$.

Тоді:

$$j = -\phi - \beta + 90^{\circ} = 90^{\circ} - 60^{\circ} - 15^{\circ} = 5^{\circ}$$

Знайдемо особливості розміщення осі барабана відносно розташування протирізального бруса.

$$a = h_{\max} + \frac{D_{\delta}}{2} \cdot \frac{V_{II\max}}{V_{\delta}} = 0,15 + \frac{0,63}{2} \cdot \frac{3,2}{39,56} = 0,175 \text{ м}, \quad (2.20)$$

де V_{δ} - колова швидкість подрібнювального барабану, котру знайдемо згідно залежності:

$$V_{\delta} = \frac{\pi \cdot D_{\delta} \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,63 \cdot 1200}{60} = 39,56 \text{ м/с}. \quad (2.21)$$

Прийmemo $a = 180 \text{ мм}$.

Знайдемо значення відстані від осі барабану відносно кромek протиріжучого бруса по горизонталі згідно формули:

$$U = \frac{a}{\operatorname{tg} \psi_n} = \frac{180}{\operatorname{tg} 34,7^{\circ}} = 257 \text{ мм}, \quad (2.22)$$

де ψ_n – кут, що узгоджує розміщення кромek протиріжучого бруса відносно центра барабана:

$$\sin \psi_n = \frac{2 \cdot a}{D_{\delta}};$$

$$\psi_n = \arcsin \frac{2 \cdot a}{D_{\delta}} = \arcsin \frac{2 \cdot 180}{630} = 34,7 \text{ град.}$$

$$\Delta S = \frac{h}{\sin(\tau)} = \frac{0,15}{\sin(15^\circ)} = 0,231 \text{ м};$$

τ – кут зацімлення ($\tau = 10...20^\circ$);

q – значення питомого тиску ножа $g = 700....1000 \text{ кг/м}$;

$N_{\text{од}}$ - потужність, що затрачається на викидання подрібненої маси рослин в трубопровід:

$$N_{\text{тр}} = \frac{G \cdot V_{\text{н}}^2}{2 \cdot g \cdot 102} = \frac{35 \cdot (39,56)^2}{2 \cdot 9,8 \cdot 102} = 27,4 \text{ кВт}, \quad (2.25)$$

де $V_{\text{н}}$ - швидкість ножа $V_{\text{н}} = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R_{\text{о}} = \frac{3,14 \cdot 1200}{30} \cdot 0,315 = 39,56 \text{ м/с}$;

G - пропускна здатність подрібнюючого апарату;

$N_{\text{х.х}}$ - потужність, що затрачається на холостий привід подрібнююче-транспортного барабана:

$$N_{\text{х.х}} = \frac{A\omega + B \cdot \omega^3}{120} = 5 \text{ кВт}, \quad (2.26)$$

де перша складова враховує втрати тертя в підшипниках ($A = 4 \cdot 10^{-2} \text{ кг} \cdot \text{м}$), друга складова - на відведення повітря ($B = 30 \cdot 10^{-5} \text{ кг} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$)

$$\omega = \frac{V_{\text{н}}}{R} = \frac{39,56}{0,315} = 125,6 \text{ с}^{-1}$$

$$N_{\text{о}} = 110 + 27,4 + 5 = 142,4 \text{ кВт}$$

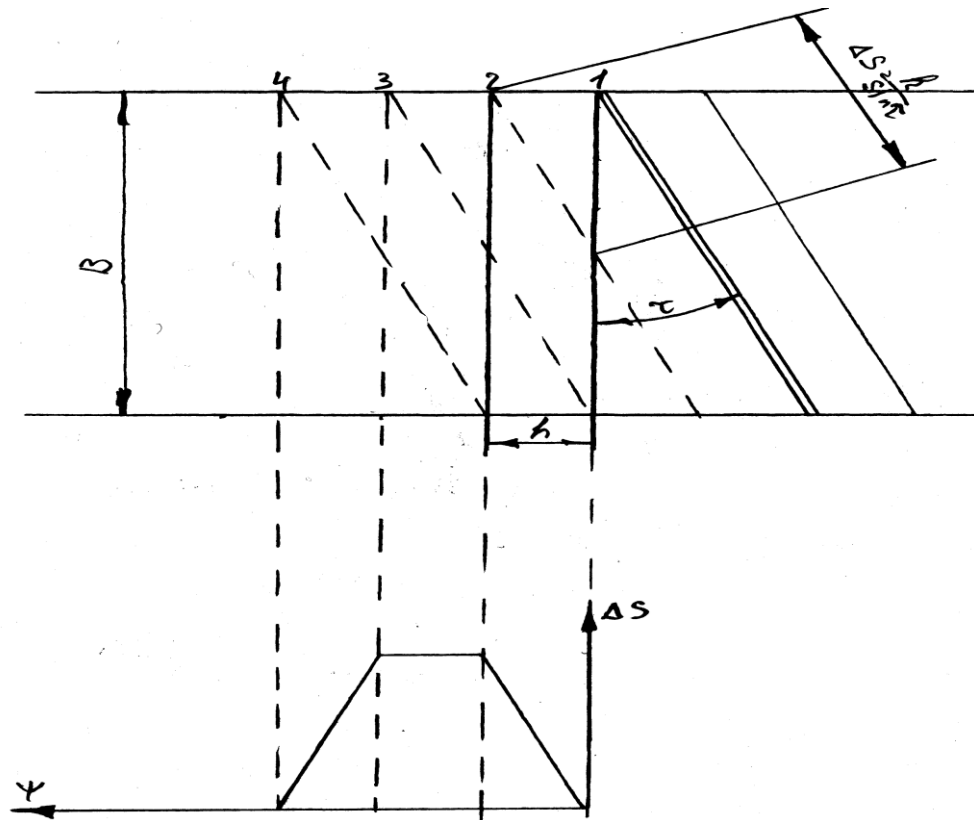


Рисунок 2.5 – Діаграма зусиль різання 1-го ножа барабана

2.4. Розрахунки елементів доподрібнюючого пристрою

Рух до вальців доподрібнюючого пристрою передається за рахунок пасової передачі. Цією ж пасовою передачею приводиться в дію барабан, що призначений для подрібнювання, а також прискорювач викидання рослинної маси.

Кінематичну схему приведення в дію доподрібнюючого пристрою наведено на рисунку 2.6.

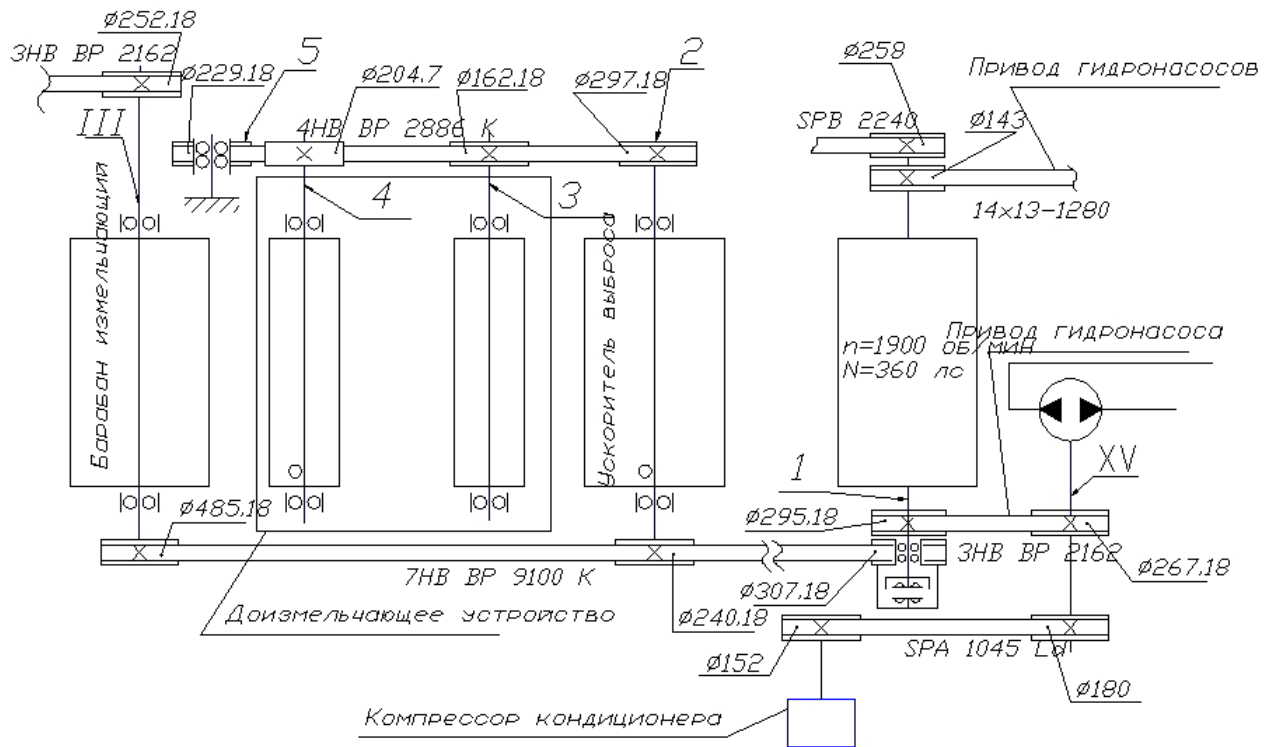


Рисунок 2.6 – Кінематична схема приведення в дію доподрібнюючого пристрою

Вихідні дані для проведення розрахунків:

- величина потужності на валі двигуна $N_d = 265$ кВт (360 к.с.).
- значення частоти обертання вала двигуна $n_d = 1900$ об/хв.

Кінематичний та енергетичний розрахунки

Знайдемо значення передаточних чисел між вихідним валом двигуна 1 та валами доподрібнюючого пристрою 2, 3, 4, 5.

$$i_{12} = \frac{d_1}{d_{21}} = \frac{307,18}{240,18} = 1,279;$$

$$i_{13} = i_{12} \cdot \frac{d_{22}}{d_3} = 1,279 \cdot \frac{297,18}{162,18} = 2,344;$$

$$i_{14} = i_{12} \cdot \frac{d_{22}}{d_4} = 1,279 \cdot \frac{297,18}{204,7} = 1,857 ;$$

$$i_{15} = i_{12} \cdot \frac{d_{22}}{d_5} = 1,279 \cdot \frac{297,18}{229,18} = 1,658 .$$

Знайдемо значення частот валів привода доподрібнюючого пристрою:

$$n_1 = 1900 \text{ об/хв};$$

$$n_2 = n_1 \cdot i_{12} = 1900 \cdot 1,279 = 2430 \text{ об/хв};$$

$$n_3 = n_1 \cdot i_{13} = 1900 \cdot 2,344 = 4454 \text{ об/хв};$$

$$n_4 = n_1 \cdot i_{14} = 1900 \cdot 1,857 = 3528 \text{ об/хв};$$

$$n_5 = n_1 \cdot i_{15} = 1900 \cdot 1,658 = 3150 \text{ об/хв}.$$

Знайдемо розподіл потужностей, які забезпечуються валами 2, 3, 4. Прискорювач викиду споживає близько 29,44 кВт потужності.

Вали 3 та 4 разом затрачають:

$$N_{34} = N_2 - N_2 = 66,24 - 29,44 = 36,8 \text{ кВт}. \quad (2.27)$$

Потужність серед валів 3 і 4 розділяється пропорційно до діаметрів шківів, насаджених на них.

$$N_3 = N_{34} \cdot \frac{d_3}{d_3 + d_4} = 36,8 \cdot \frac{162,18}{162,18 + 204,7} = 16,27 \text{ кВт}; \quad (2.28)$$

$$N_4 = N_{34} \cdot \frac{d_4}{d_3 + d_4} = 36,8 \cdot \frac{204,7}{162,18 + 204,7} = 20,53 \text{ кВт.} \quad (2.29)$$

Знайдемо крутні моменти на валах 2, 3, 4:

На вхідному шківу вала 2 d_{21} :

$$M_2 = 9,55 \cdot \frac{N_2}{n_2} = 9,55 \cdot \frac{66,24}{2430} = 0,26 \text{ кН м;} \quad (2.30)$$

$$M_{34} = 9,55 \cdot \frac{N_{34}}{n_2} = 9,55 \cdot \frac{36,8}{2430} = 0,145 \text{ кН м;} \quad (2.31)$$

$$M_3 = 9,55 \cdot \frac{N_3}{n_3} = 9,55 \cdot \frac{16,27}{4453} = 0,035 \text{ кН м;} \quad (2.32)$$

$$M_4 = 9,55 \cdot \frac{N_4}{n_4} = 9,55 \cdot \frac{20,53}{3528} = 0,056 \text{ кН м.} \quad (2.33)$$

Розрахунок пасової передачі

Знайдемо крутний момент на привідному шківі:

$$M_{22} = 9,55 \cdot \frac{N_{22}}{n_{22}} = 9,55 \cdot \frac{500 \cdot 0,736}{2430} = 1,446 \text{ кН м.} \quad (2.34)$$

У відповідності до заданих величин N_{22} і n_{22} приймемо полікліновий пас перерізу Л.

Приймемо значення діаметра веденого шківа d_4 для перерізу Л
 $d_4 = 204,7 \text{ мм.}$

Знайдемо величину діаметра привідного шківа d_{22} мм:

$$d_{22} = \frac{d_4 \cdot u}{(1 - \varepsilon)}, \quad (2.35)$$

де u — передатне число пасової передачі ($u = 1,452$);

ε — величина коефіцієнта ковзання ($\varepsilon = 0,02$).

$$d_{22} = \frac{204,7 \cdot 1,452}{(1 - 0,02)} = 303,3 \text{ мм}$$

Прийmemo значення діаметра привідного шківа $d_{22} = 297,18$ мм.

Знайдемо швидкість руху паса:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{22} \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 297,18 \cdot 2430}{60 \cdot 1000} = 24,1 \text{ м/с}. \quad (2.36)$$

Прийmemo кількість пасів $n = 4$.

Величина кута обхвату на веденому шківі: $\alpha = 150^\circ$.

Сила натягу, що діє на ведений вал:

$$S = 2 \cdot S_0 \cdot n \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right), \quad (2.37)$$

де $2 \cdot S_0$ - значення початкової сили натягу на одну вітку поліклінового паса
 $2 \cdot S_0 = 250 \text{ Н}$.

Знайдемо зусилля, яку діє на ведений вал з сторони веденого шківа:

$$S = 250 \cdot 4 \cdot \sin\left(\frac{150^\circ}{2}\right) = 966 \text{ Н}.$$

Визначимо величину крутного моменту на веденому шківі

$$M_4 = 9,55 \cdot \frac{N_4}{n_4} = 9,55 \cdot \frac{280 \cdot 0,736}{3528} = 0,5578 \text{ кН м.} \quad (2.38)$$

Розрахунок валу доподрібнюючого пристрою

Знайдемо діаметр вихідного кінця валу з розрахунку на чисте кручення за пониженими значеннями допустимих напружень, без урахування його згину.

$$d \leq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 557841}{\pi \cdot 20}} = 52,178 \text{ мм,} \quad (2.39)$$

де T – величина крутного моменту, Н мм;

$[\tau_k]$ - допустиме значення напруження на кручення, $[\tau_k] = 20 \text{ Мпа}$.

Отримані розрахунками результати округлимо до найближчого більшого значення із стандартного ряду. З конструктивних міркувань приймемо діаметр вихідного кінця валу рівним 56 мм.

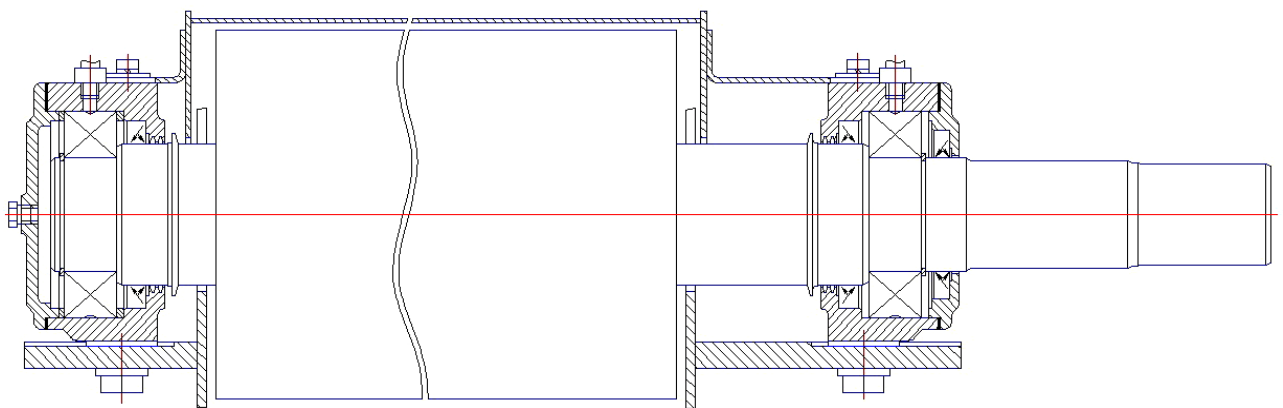


Рисунок 2.7. Схема установки валу доподрібнюючого пристрою

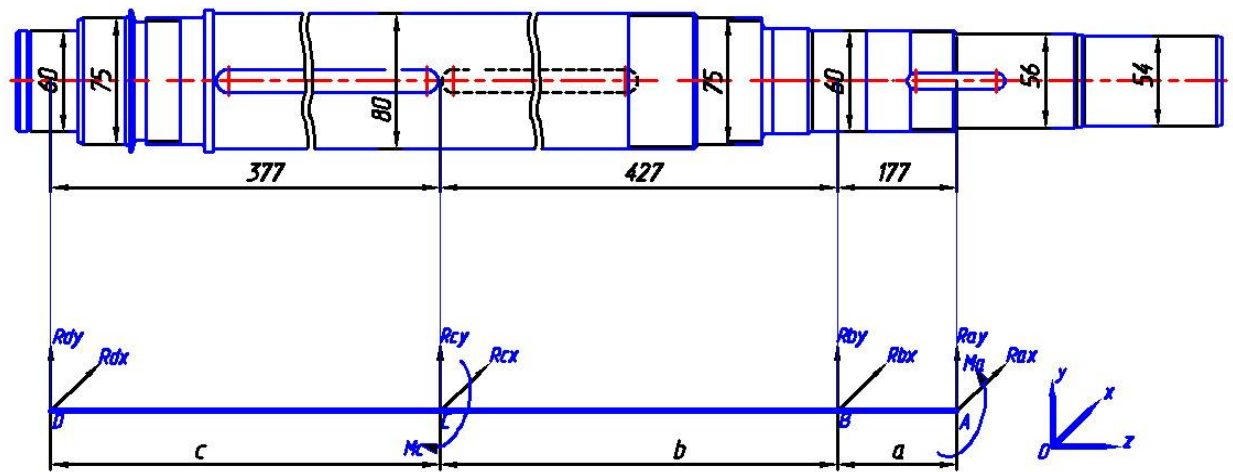


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема вала доподрібнюючого пристрою

Згідно дослідних даних максимальне значення зусилля підпресовування складає 23,314 кН.

Зусилля, що чинять паси на привідний шків, складають 966 Н.

Розрахунок моментів кручення.

Згідно проведених кінематичних розрахунків крутний момент на валу складає 0,5578 кН м.

Отже:

$$M_A = 557841 \text{ Н м.}$$

Розрахуємо значення крутних моментів на валу.

$$\sum M_i = 0;$$

$$M_A - M_C = 0;$$

$$M_C = M_A = 557841 \text{ Н м.}$$

Складаємо епюри крутних моментів:

$$M_A = 0 \text{ Н м}; \quad M_A' = 557841 \text{ Н м};$$

$$M_B = 557841 \text{ Н м}; \quad M_C = 557841 \text{ Н м};$$

$$M_C' = 0 \text{ Н м}; \quad M_D = 0 \text{ Н м}.$$

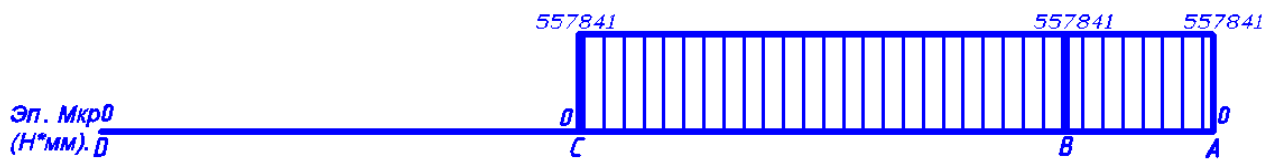


Рисунок 2.9 – Епюра крутних моментів

Розрахунок згинних моментів, діючих в площині XOZ.

Знайдемо реакції сил у площині XOZ.

$$\Sigma F_X = 0;$$

$$R_{AX} + R_{BX} + R_{CX} + R_{DX} = 0;$$

$$R_{AX} = 0 \text{ Н } R_{CX} = 23314 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$R_{AX} \cdot a - R_{CX} \cdot b - R_{DX} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{DX} = \frac{R_{AX} \cdot a - R_{CX} \cdot b}{(b + c)} = \frac{0 \cdot 177 - 23314 \cdot 427}{(427 + 377)} = -12381,938 \text{ Н}.$$

$$R_{BX} = -(R_{AX} + R_{CX} + R_{DX}) = -(0 + 23314 - 12381,938) = -10932,062 \text{ Н}.$$

Перевірка:

$$\Sigma M_C = 0;$$

$$R_{AX} \cdot (a + b) + R_{BX} \cdot b - R_{DX} \cdot c = 0;$$

$$0 \cdot (177 + 427) - 10932,062 \cdot 427 + 12381,938 \cdot 377 = 0 \text{ Н м}.$$

Отже результати розрахунків вірні.

Складаємо епюри згинних моментів від сил, що діють в площині XOZ:

$$M_{AY} = 0 \text{ Н м};$$

$$M_{BY} = R_{AX} \cdot a = 0 \cdot 177 = 0 \text{ Н м};$$

$$M_{CY} = R_{AX} \cdot (a + b) + R_{BX} \cdot b = 0 \cdot (177 + 427) - 10932,062 \cdot 427 = -4667990,474 \text{ Н м};$$

$$\begin{aligned} M_{DY} &= R_{AX} \cdot (a + b + c) + R_{BX} \cdot (b + c) + R_{CX} \cdot c = \\ &= 0 \cdot (177 + 427 + 377) - 10932,062 \cdot (427 + 377) + 23314 \cdot 377 = 0 \text{ Н м}. \end{aligned}$$

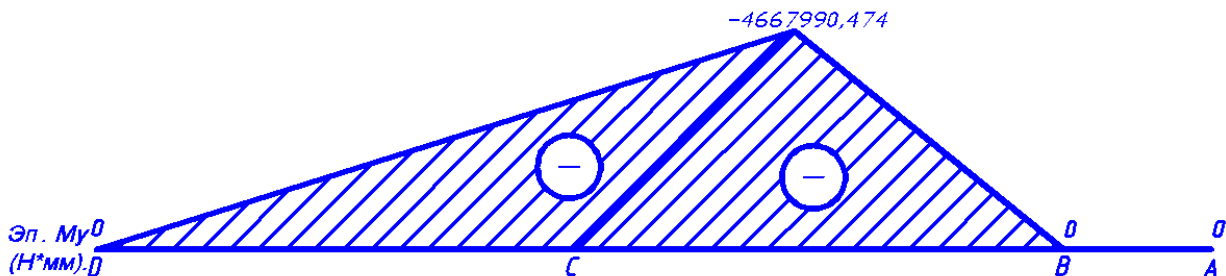


Рисунок 2.10 – Епюра згинних моментів від сил, що діють в площині XOZ

Розрахунок згинних моментів, що діють у площині YOZ.

Знайдемо реакції сил в площині YOZ.

$$\Sigma F_x = 0;$$

$$R_{AY} + R_{BY} + R_{CY} + R_{DY} = 0;$$

$$R_{AY} = 966 \text{ Н} \quad R_{CY} = 0 \text{ Н}.$$

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$R_{AY} \cdot a - R_{CY} \cdot b - R_{DY} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{DY} = \frac{R_{AY} \cdot a - R_{CY} \cdot b}{(b + c)} = \frac{966 \cdot 177 - 0 \cdot 427}{(427 + 377)} = 212,664 \text{ Н}.$$

$$R_{BY} = -(R_{AY} + R_{CY} + R_{DY}) = -(966 + 0 + 212,664) = -1178,664 \text{ Н}.$$

Перевірка:

$$\Sigma M_C = 0;$$

$$R_{AY} \cdot (a + b) + R_{BY} \cdot b - R_{DY} \cdot c = 0;$$

$$966 \cdot (177 + 427) - 1178,664 \cdot 427 - 212,664 \cdot 377 = 0 \text{ Н м}.$$

Отже результати розрахунків вірні.

Складаємо епюри згинних моментів від сил, що діють в площині YOZ:

$$M_{AX} = 0 \text{ Н м}.$$

$$M_{BX} = R_{AY} \cdot a = 966 \cdot 177 = 170982 \text{ Н м}.$$

$$M_{CX} = R_{AY} \cdot (a + b) + R_{BY} \cdot b = 966 \cdot (177 + 427) - 1178,664 \cdot 427 = 80174,472 \text{ Н м.}$$

$$\begin{aligned} M_{DX} &= R_{AY} \cdot (a + b + c) + R_{BY} \cdot (b + c) + R_{CY} \cdot c = \\ &= 966 \cdot (177 + 427 + 377) - 1178,664 \cdot (427 + 377) + 0 \cdot 377 = 0 \text{ Н м.} \end{aligned}$$

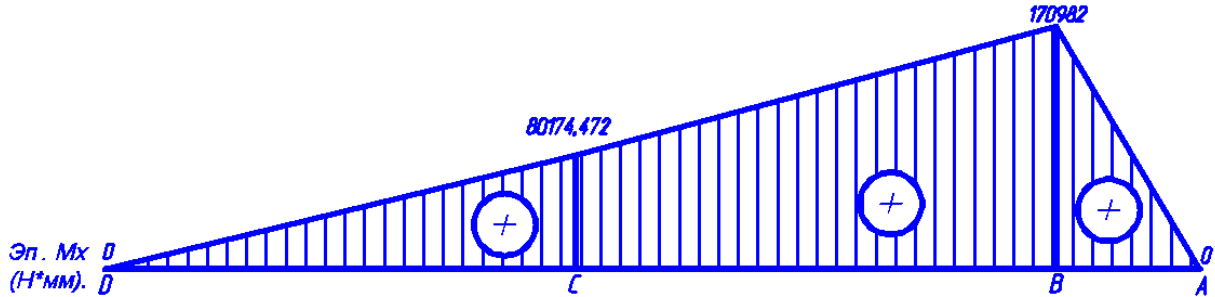


Рисунок 2.11 – Епюра згинних моментів від сил, що діють в площині YOZ

Розрахунок сумарних згинних моментів, діючих у площині XOY.

$$M_{\Sigma A} = \sqrt{(M_{AX})^2 + (M_{AY})^2} = \sqrt{(0)^2 + (0)^2} = 0 \text{ Н м;}$$

$$M_{\Sigma B} = \sqrt{(M_{BX})^2 + (M_{BY})^2} = \sqrt{(170982)^2 + (0)^2} = 170982 \text{ Н м;}$$

$$M_{\Sigma C} = \sqrt{(M_{CX})^2 + (M_{CY})^2} = \sqrt{(80174,472)^2 + (-4667990,474)^2} = 4668678,936 \text{ Н м;}$$

$$M_{\Sigma D} = \sqrt{(M_{DX})^2 + (M_{DY})^2} = \sqrt{(0)^2 + (0)^2} = 0 \text{ Н м.}$$

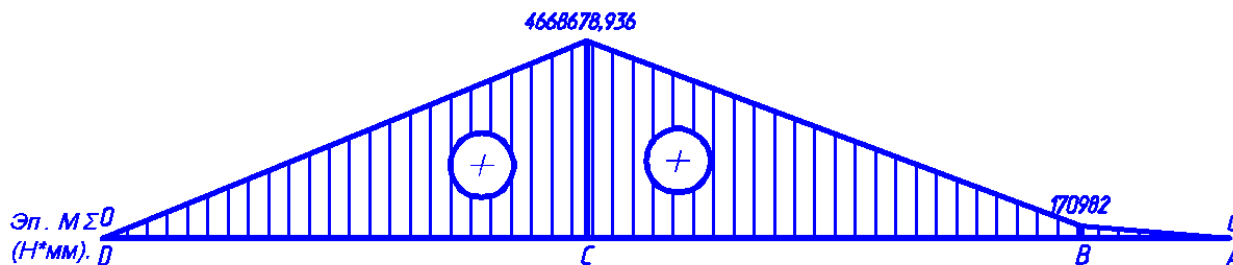


Рисунок 2.12 – Епюра сумарних згинних моментів, діючих в площині ХОУ

Небезпечний переріз розташовується у точці С.

Розрахунок сумарних сил, діючих у площині ХОУ.

$$R_{\Sigma A} = \sqrt{(R_{AX})^2 + (R_{AY})^2} = \sqrt{(0)^2 + (966)^2} = 966 \text{ Н};$$

$$R_{\Sigma B} = \sqrt{(R_{BX})^2 + (R_{BY})^2} = \sqrt{(-10932,062)^2 + (-1178,664)^2} = 10995,419 \text{ Н};$$

$$R_{\Sigma C} = \sqrt{(R_{CX})^2 + (R_{CY})^2} = \sqrt{(23314)^2 + (0)^2} = 23314 \text{ Н};$$

$$R_{\Sigma D} = \sqrt{(R_{DX})^2 + (R_{DY})^2} = \sqrt{(-12381,938)^2 + (212,664)^2} = 12383,764 \text{ Н}.$$

Розрахунок валу на втомну міцність

Знайдемо значення осьового моменту інерції вала в небезпечному перерізі С.

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (80 - 5,5)^2}{2 \cdot 80} = 47594,4 \text{ мм}^3.$$

Визначимо величину полярного моменту інерції вала в небезпечному перерізі С.

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d} = \frac{\pi \cdot 80^3}{16} - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (80 - 5,5)^2}{2 \cdot 80} = 97860 \text{ мм}^3.$$

Значення амплітуди напруження циклу знайдемо згідно залежностей:

$$\delta_a = \delta_H = \frac{M}{W} = \frac{4668678,936}{47594,4} = 98,093 \text{ МПа.} \quad (2.40)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_k}{2} = \frac{M_p}{2 \cdot W_p} = \frac{557841}{2 \cdot 97860} = 2,85 \text{ МПа.} \quad (2.41)$$

Знайдемо коефіцієнти $\frac{K_\delta}{K_d}, \frac{K_\tau}{K_d}$:

$$\frac{K_\delta}{K_d} = 3,45; \quad \frac{K_\tau}{K_d} = 2,57.$$

Знайдемо коефіцієнти K_F, K_V ;

$$K_F = 1,2; \quad K_V = 1,5.$$

Знайдемо величину сумарних коефіцієнтів $K_{\sigma d}, K_{\tau d}$, які враховують для перерізу вала сумарний вплив усіх факторів на втомну міцність відповідно при деформаціях згину та кручення:

$$K_{\sigma d} = \left(\frac{K_\delta}{K_d} + K_F - 1 \right) / K_V = (3,45 + 1,2 - 1) / 1,5 = 2,433;$$

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) / K_V = (2,57 + 1,2 - 1) / 1,5 = 1,847.$$

Знайдемо коефіцієнти $\psi_{\delta}, \psi_{\tau}$, які характеризують чутливість матеріалів до асиметрії циклу напружень.

$$\psi_{\delta} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \delta_a = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 1000 = 0,22;$$

$$\psi_{\tau} = 0,5 \cdot \psi_{\delta} = 0,5 \cdot 0,22 = 0,11.$$

Знайдемо коефіцієнти δ_m, τ_m — середнє значення напруження циклу, МПа.

$$\delta_m = 0,5 \cdot \delta_a = 0,5 \cdot 98,093 = 49,05 \text{ МПа.}$$

$$\tau_m = 0,5 \cdot \tau_a = 0,5 \cdot 2,85 = 1,425 \text{ МПа.}$$

Знайдемо значення коефіцієнтів запасу за нормальними і дотичними напруженнями S_{δ}, S_{τ} по формулах:

$$S_{\delta} = \frac{\delta_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \delta_a + \psi_{\delta} \cdot \delta_m}; \quad (2.42)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}; \quad (2.43)$$

де δ_{-1}, τ_{-1} — величина меж витривалостей матеріалів відповідно при згині та крученні, МПа.

Для матеріалу вала – сталь 18ХГТ :

$$\delta_{-1} = 520 \text{ МПа}; \quad \tau_{-1} = 280 \text{ МПа.}$$

Знаходимо значення коефіцієнтів запасу міцності за нормальними та дотичними напруженнями:

$$S_{\delta} = \frac{520}{2,433 \cdot 98,093 + 0,22 \cdot 49,05} = 2,085.$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{280}{1,847 \cdot 2,85 + 0,11 \cdot 1,425} = 51,66.$$

Знайдемо значення коефіцієнту запасу міцності за втомою:

$$S = \frac{S_{\delta} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\delta}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{2,085 \cdot 51,66}{\sqrt{2,085^2 + 51,66^2}} = 2,083.$$

Коефіцієнт запасу міцності $S=2,083>1$, тому втомна міцність вала у небезпечному перерізі забезпечується.

3. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ОБ'ЄКТУ РОЗРОБКИ

3.1. Обґрунтування параметрів вала подрібнюючого апарату

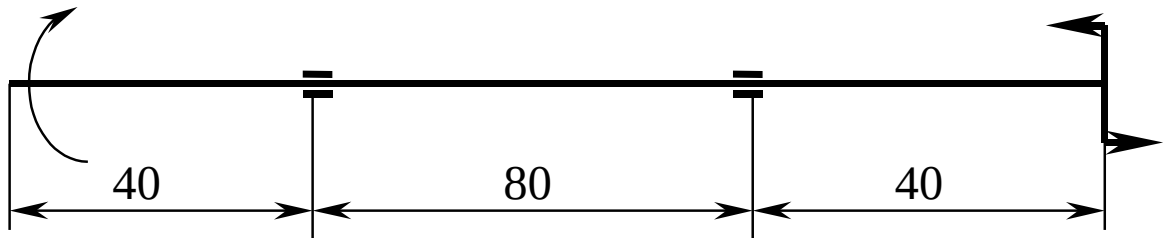


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема вала подрібнюючого апарату

Вихідні дані: значення числа обертання вала $n = 400 \text{ хв.}^{-1}$, передуван
значення потужності $N = 13,2 \text{ кВт}$.

Знайдемо величину передуваного крутного моменту:

$$M_{кр} = \frac{N}{\omega}, \quad (3.1)$$

де ω - кутова швидкість.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 0,105 \cdot n, \quad (3.2)$$

$$\omega = 0,105 \cdot 400 = 42 \text{ рад./сек.}$$

$$M_{кр} = \frac{13200}{42} = 314 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Знайдемо натягуюче зусилля гілок паса P_1 у площині YZ:

$$P_1 = 2S_o \cdot \sin \frac{\alpha}{2} + Q, \quad (3.3)$$

де Q – величина колової сили;

$$Q = \frac{N}{V}, \quad (3.4)$$

$$Q = \frac{6,2 \cdot 10^3}{6,3} = 964 H .$$

$$S_o = \sigma_o \cdot F , \quad (3.5)$$

де - S_o – величина сили попереднього натягування гілки;

σ_o - напруження від попереднього натягування, $\sigma_o = 1,2$ Н/мм²;

F - значення площі поперечного перерізу паса, $F = 138$ мм²;

α - кут охоплювання шківа пасом, $\alpha = 180^\circ$

$$P_1 = 2 \cdot 138 \cdot 1,2 \cdot \sin \frac{180^\circ}{2} + 984 = 1314 H ,$$

Знайдемо величину сили натягування вітки ланцюга P_2 у площині XZ:

$$P_2 = Q + 2K_t \cdot q \cdot g \cdot A \quad (3.6)$$

де Q - величина колової сили, $Q = 4190$ Н;

K_t - значення коефіцієнту, що визначає розміщення зірочок у просторі, $K_t = 6$;

q - значення маси 1-го м ланцюга, $q = 7$ кг;

A – величина відстані між вісями зірочок, $A = 1.4$ м.

$$P_2 = 4190 + 2 \cdot 6 \cdot 7 \cdot 9,8 \cdot 1,4 = 5342 H .$$

Знайдемо значення еквівалентного моменту:

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75M_{\text{кр}}^2} , \quad (3.7)$$

$$M_{\text{екв}} = \sqrt{52,5^2 + 193,7^2 + 0,75 \cdot 314^2} = 320 \text{ кН} \cdot \text{мм} .$$

За характером епюр визначаємо місце розміщення небезпечного перерізу валу і обчислимо значення його діаметру по залежності:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{екв}}}{\pi \cdot [\sigma_{-1}]_u}} . \quad (3.8)$$

де $[\sigma_{-1}]_u$ - значення допустимого напруження.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 320 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 60}} = 35,97 \text{ мм} .$$

Прийmemo діаметр рівним 36 мм.

Перевіrimo вал на міцність.

Величина коефіцієнту запасу міцності: за нормальними напруженнями:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (3.9)$$

за дотичними напруженнями:

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}. \quad (3.10)$$

За одночасної дії нормальних та дотичних напруг:

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n], \quad (3.11)$$

де σ_{-1} - межа границі витривалості при згині, $\sigma_{-1} = 450$ МПа;

τ_{-1} - межа границі витривалості при крученні, $\tau_{-1} = 250$ МПа;

σ_a, τ_a - величини амплітуд номінальних значень напружень;

σ_m, τ_m - величини середніх значень номінальних напружень;

$\psi_{\sigma}, \psi_{\tau}$ - величини коефіцієнтів чутливості матеріалів до асиметрії циклу

напружень $\psi_{\sigma} = 0,15, \psi_{\tau} = 0,1$;

$K_{\sigma D}, K_{\tau D}$ - коефіцієнти концентрації напружень, $K_{\sigma D} = 2,6; K_{\tau D} = 2$.

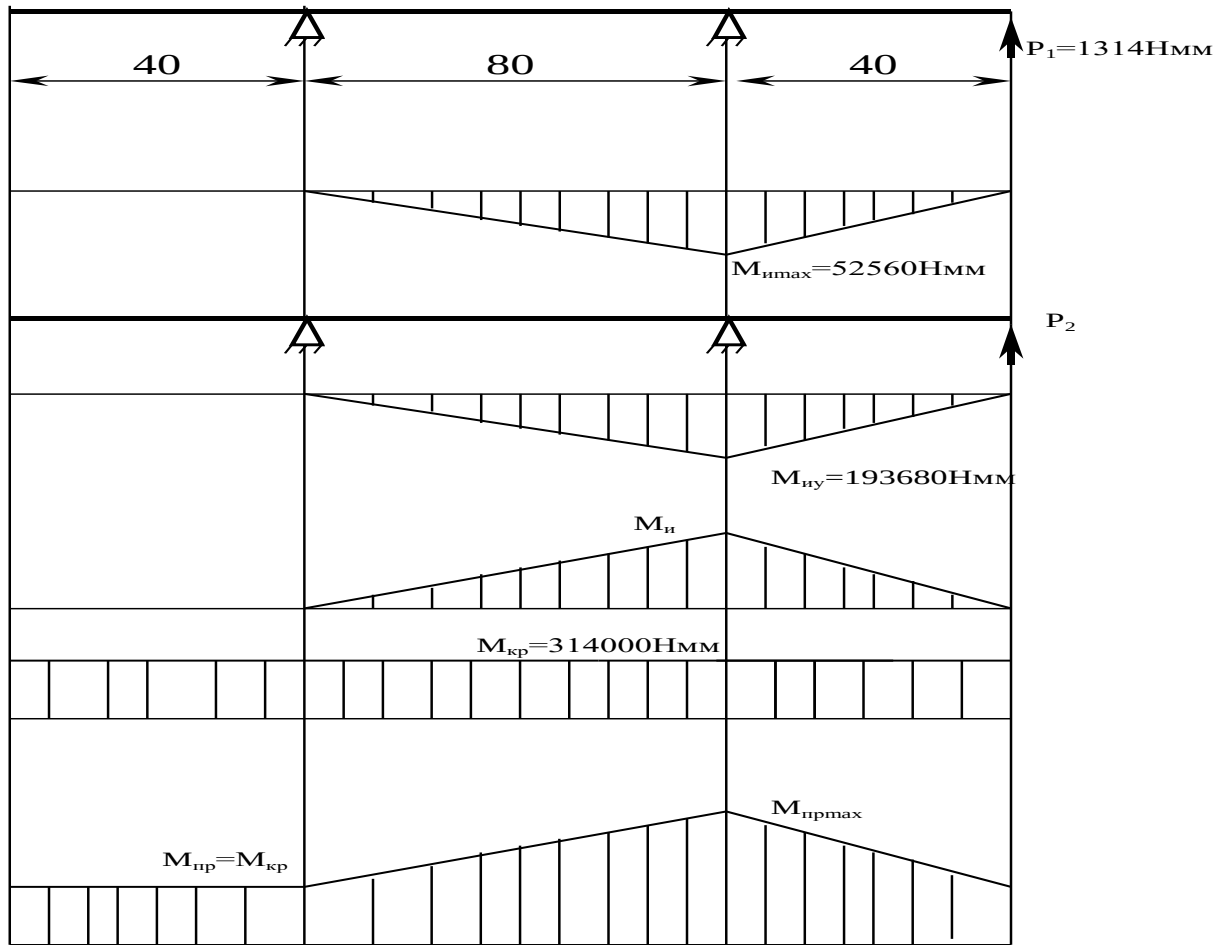


Рисунок 3.2 – Епюри згинних моментів

$$\sigma_a = \sigma, \sigma_m = 0,$$

$$\tau_a = \tau, \tau_m = 0.$$

$$\sigma = \frac{M_u}{W_o}, \quad (3.12)$$

$$\tau = \frac{M_{kp}}{W_p}, \quad (3.13)$$

де M_u, M_{kp} - значення згинаючого і крутного моментів;

W_o, W_p - величини осьового і полярного моментів опору.

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} \approx 0,1d^3, \quad (3.14)$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2d^3, \quad (3.15)$$

де d – значення діаметру вала, м.

$$W_o = 0,1 \cdot 36^3 = 4666 \text{ мм}^3.$$

$$W_p = 0,2 \cdot 36^3 = 9331 \text{ мм}^3.$$

$$\sigma = \frac{201 \cdot 10^3}{4666} = 43 \text{ Н / мм}^2.$$

$$\tau = \frac{314 \cdot 10^3}{9331} = 34 \text{ Н / мм}^2.$$

$$n_\sigma = \frac{450}{2,6 \cdot 43} = 4,02$$

$$n_\tau = \frac{250}{2 \cdot 34} = 3,67$$

$$n = \frac{4,02 \cdot 3,67}{\sqrt{4,02^2 + 3,67^2}} = 2,7$$

Значення запасу міцності в небезпечному січенні вала складає $[n] \geq 2...2,5$.

Для нашого випадку $n \geq [n]$, тому міцність валу забезпечується.

3.2. Розробка моделі об'єкту досліджень

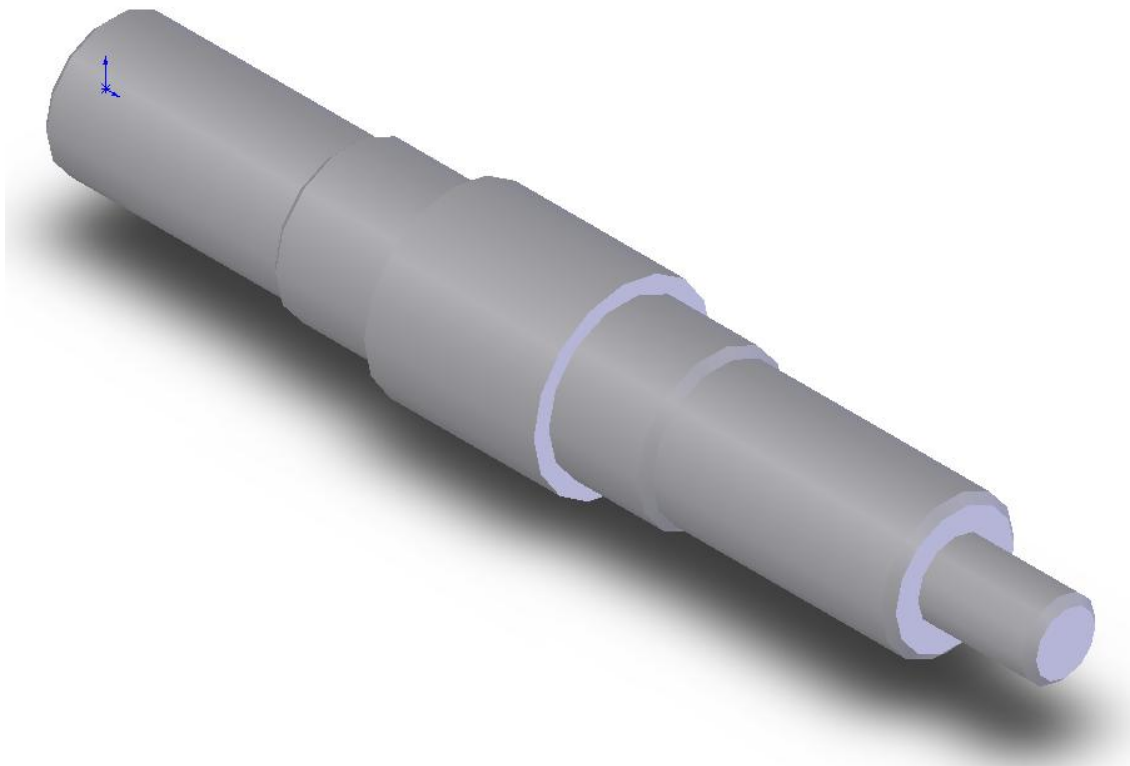
Проведемо дослідження напружено-деформівного стану вала подрібнюючого апарату кормозбирального комбайну.

Застосувавши системи тривимірного моделювання SolidWorks складемо твердотільну модель вала подрібнюючого апарату (рис. 3.3, а).

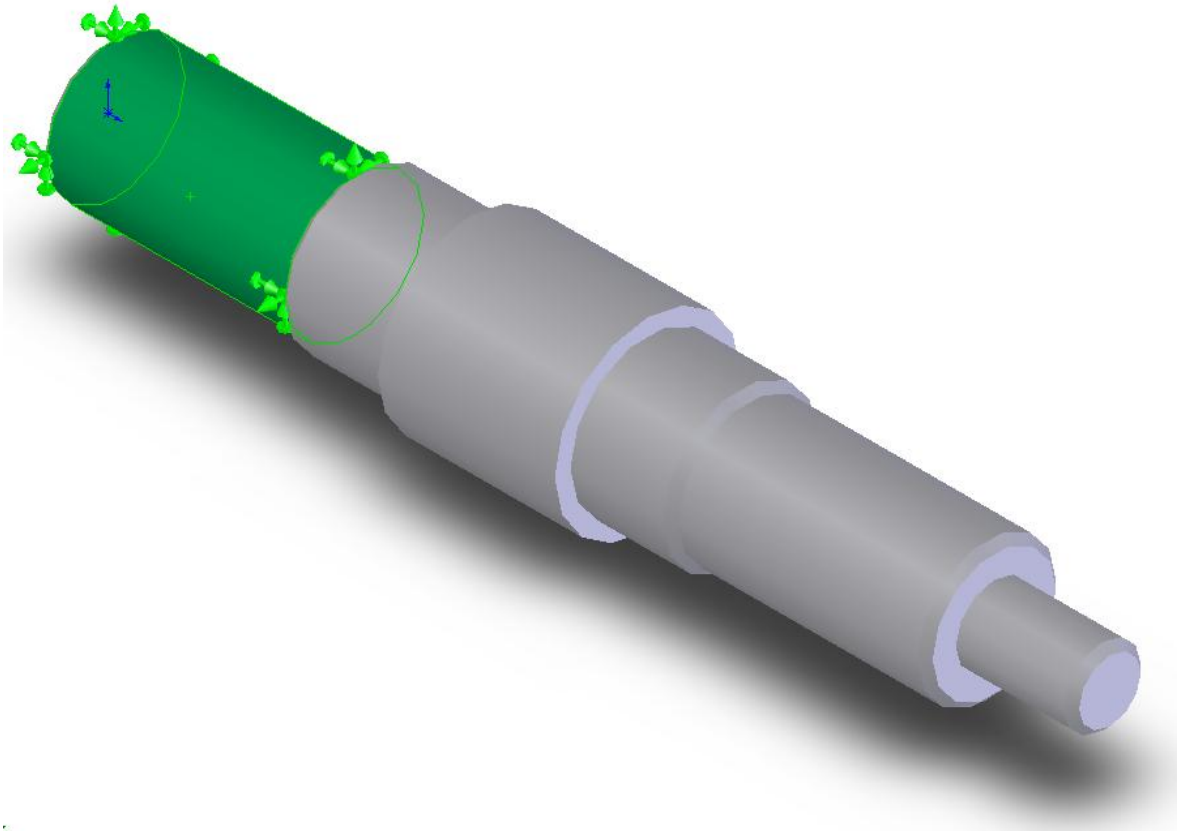
Використавши модуль для здійснення кінцевоелементного аналізу CosmosWorks системи моделювання SolidWorks проводимо аналізування напружено-деформівного стану вала подрібнюючого апарату.

Для цього вводимо вихідні вимоги для закріплення валу подрібнюючого апарату кормо збирального комбайну – зацімлювання кінців вала (рис. 3.3, б). Вводимо вихідні значення навантажень на протилежні частини вала, в нашому випадку – величина крутного моменту складає 314 Н м (рис. 3.3, в).

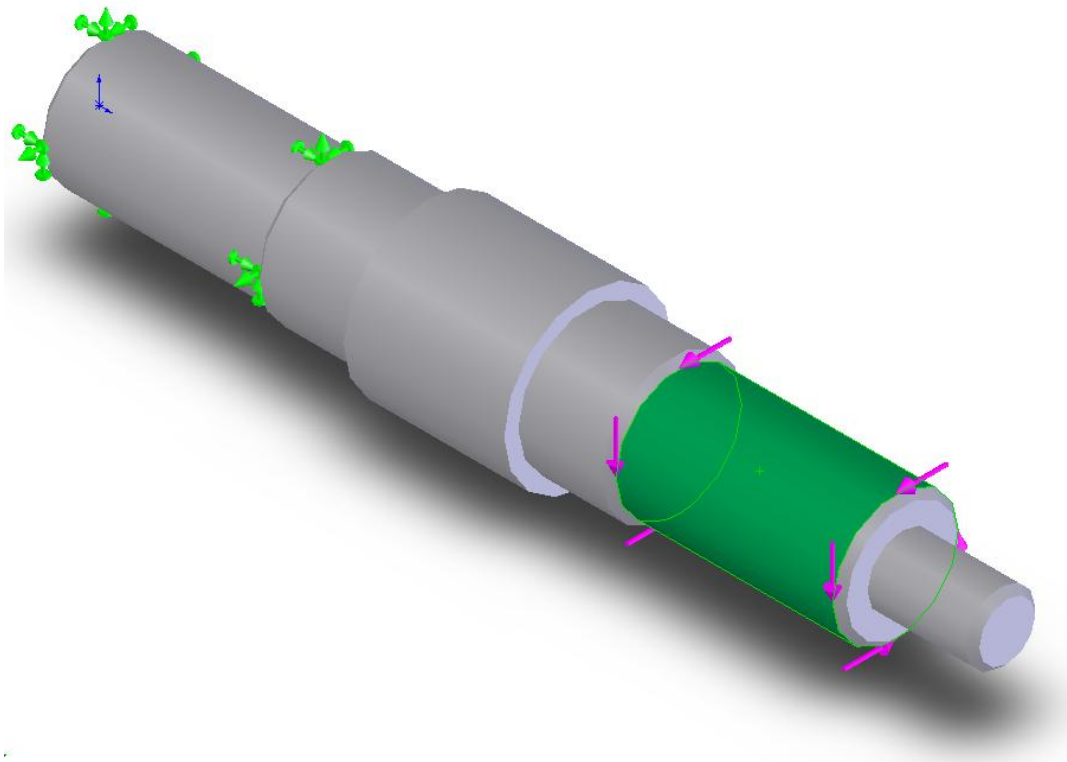
Побудуємо сітку кінцевих елементів на 3D-моделі вала подрібнюючого апарату кормозбирального комбайну (рис. 3.3, г).



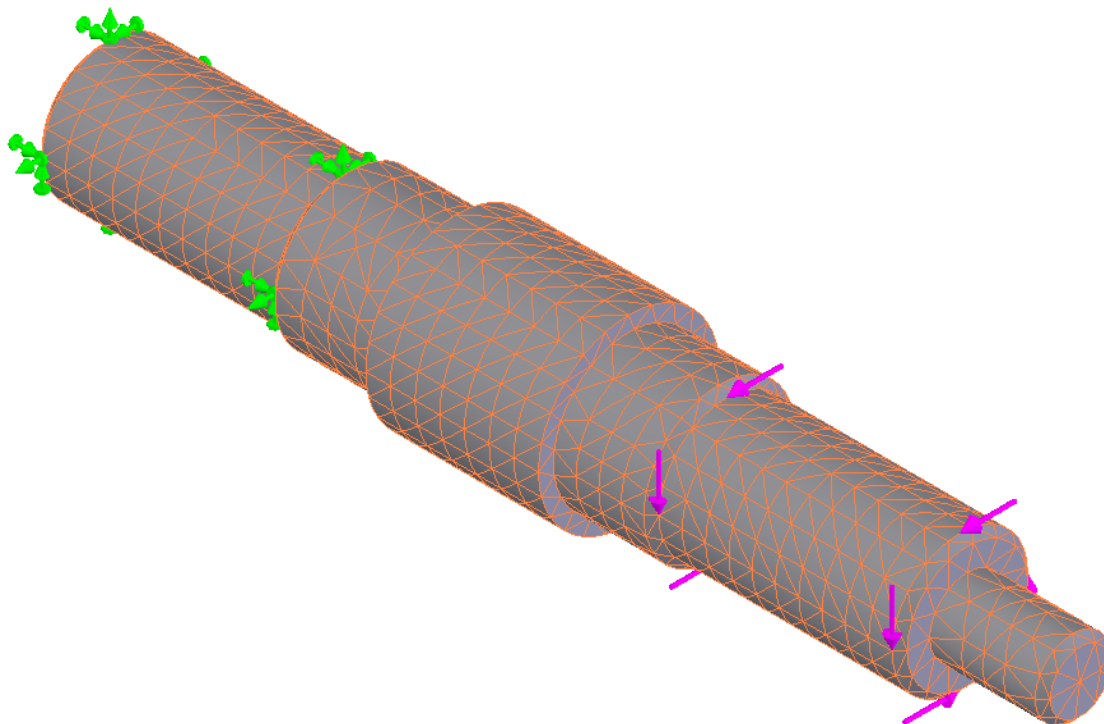
а)



б)



В)

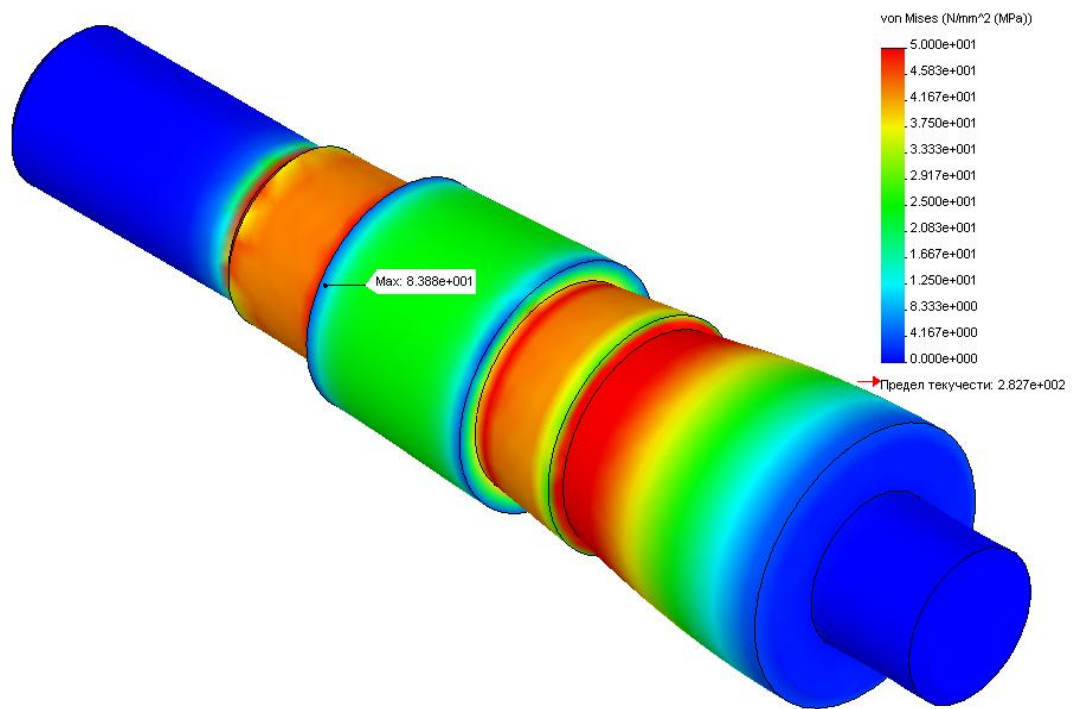


г)

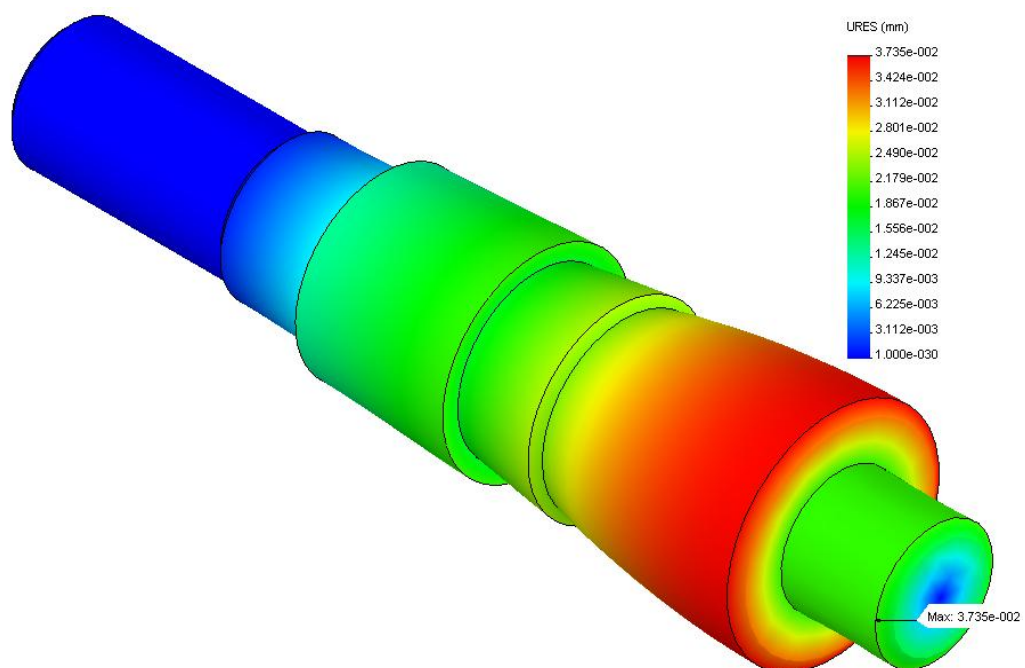
Рисунок 3.3 – Побудова моделі ведучого валу подрібнюючого апарату

3.3. Обробка даних за результатами моделювання

Отримані результати, шляхом проведення досліджень напружено-деформівного стану валу подрібнюючого апарату кормозбирального комбайну, використавши можливості модуля для кінцевоелементного аналізу CosmosWorks системи трьохвимірних моделей SolidWorks представлено на рис. 3.4.



а)



б)

Рисунок 3.4 – Висновки досліджень напружено-деформівного стану валу подрібнюючого апарату

а - напруження, МПа (за теорією Фон Мізеса); б - переміщення точок, мм.

Результати розрахунків, проведених при допомозі методів скінченних елементів показують, що максимально можливі величини напружень можуть виникати поблизу місць закріплювання вала подрібнюючого апарату і складають ≈ 84 МПа.

Максимальні величини значень деформацій вала становлять $\approx 0,04$ мм.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1. Вимоги охорони праці при роботі на кормозбиральних комбайнах

Узагальнені вимоги стосовно безпеки праці до кормозбиральної 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 кормозбиральних 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, агрегатів 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 кормозбиральних комбайнах

При роботах на кормозбиральних комбайнах є необхідним дотримання 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

Основним завданням кваліфікаційної роботи є удосконалення доподрібнюючого пристрою кормозбирального комбайну з метою підвищення надійності роботи та обґрунтування його основних параметрів.

У роботі комплексно розглянуто низку питань.

Розглянуто будову та конструкцію кормозбирального комбайну КВК-800.

Досліджено особливості конструкцій подрібнюючих пристроїв кормозбиральних комбайнів вітчизняного та закордонного виробництва.

Проведено технологічні розрахунки кормозбирального комбайну, розглянуто основні параметри та конструктивні розміри доподрібнюючого барабану, а також наведено розрахунки елементів доподрібнюючого пристрою.

Обґрунтовано зміни, внесені в базову конструкцію доподрібнюючого пристрою комбайну та проведено відповідні розрахунки на міцність.

Обґрунтовано параметри вала подрібнюючого апарату кормозбирального комбайну КВК-800 та досліджено його напружено-деформівний стан.

Запропоновані у роботі удосконалення дозволять підвищити надійність та стабільність доподрібнюючого пристрою кормозбирального комбайну КВК-800 поряд із забезпеченням бажаної якості подрібнення зерен кукурудзи у фазах воскової або повної стиглості зерен.

У кваліфікаційній роботі магістра також проаналізовано окремі питання з охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях при роботі на кормозбиральних комбайнах.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Анурьев В. И. „Справочник конструктора машиностроителя”, в 3-х томах, М.: „Машиностроение”, 1975 г
2. Босой Е.С., Верняев О.В. и др. „Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин”, 2-ое издание, М.: „Машиностроение”, 1978 г.
3. Будько Ю. В., Ляхов А. П. и др. Эксплуатация машино-тракторного парка. Учебное пособие для с.-х. вузов. – Мн.: Ураджай, 1991.
4. Волков Ю. И. „Справочник конструктора сельскохозяйственной техники”, в 2-х томах, М., „Машиностроение”, 1962 г
5. Гевко Р.Б. Машини сільськогосподарського виробництва. /Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Павх І.І. – Тернопіль, 2005. – 228с.
6. 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.
7. Гурьянов А.А. Потери семян при уборке злаковых и бобовых трав // Механиз. работ в селекции и сем-ве / Краснодар. – 1987. – С. 48...55.
8. 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.
9. Иванов В. Н., Иванов М. Н. „Детали машин”, Учебное пособие для машиностроительных специальностей, М.: „Высшая школа”, 1975 г.
10. Крыжановский И. Ю. Охрана труда: учеб. пособие для студентов учреждений, обеспечивающих получение проф.-техн. образования / И.Ю. Крыжановский. – Минск: Беларусь, 2007. – 218 с.
11. Кузьмин А. В., Чернин И. М. „Расчеты деталей машин”, Мн., „Высшая школа”, 1986 г.
12. Расчет и конструирование элементов механических приводов машин / Под ред. В.М. Горелько. Горки, 2003. – 88 с.

- 13.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. Москва1962г.
- 14.Тарасенко А.П., Орехов Н.И. Снижение травмирования зерна. – М.: Россельхозиздат, 1980. – 32 с.
- 15.Турбин Б. Г., Лурьев А. Б., Григорьев С. М. „Сельскохозяйственные машины. Теория и технологический расчет”, 2-ое издание, М. „Машиностроение”, 1967 г
- 16.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.
- 17.Хомик Н.І. Основи агрономії. Курс лекцій /Хомик Н.І., Довбуш А.Д., Олексюк В.П. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. – 300 с.
- 18.Челноков А. А. Охрана труда: учеб. пособие / А.А.Челноков, Л.Ф. Ющенко. – 2-е изд., испр.- Минск: Высш.шк., 2006.-463с.
- 19.Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.
- 20.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.
- 21.Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання дипломної роботи для здобуття освітнього ступеня «магістр» для спеціальності 133 Галузеве машинобудування / Н.І. Хомик, М.Я. Сташків, В.П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2018. 164 с.
- 22.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.
- 23.Хомик Н.І. Машини та обладнання для тваринництва: навчальний посібник

- (курс лекцій). Частина перша / Н. І. Хомик, А. Д. Довбуш, В. П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2021. 240 с.
24. Хомик Н.І. Машини та обладнання для тваринництва: навчальний посібник (курс лекцій). Частина друга / Н. І. Хомик, А. Д. Довбуш, В. П. Олексюк. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2021. 246 с.
25. Бабій А.В. Аналіз причин травмування зернового матеріалу при збиранні та транспортуванні / Бабій А.В., Бабій М.В., Кучвара І.М. // Науковий журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів», Харків. – № 11. – 2018. – С. 27-34.
26. 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.
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.

ДОДАТКИ