НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСТИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
технічного сервісу та інженерного
менеджменту імені
М. П. Момотенка

_____ Іван РОГОВСЬКИЙ

«_____» _____ 2025 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ БАКАЛАВРА
на тему «Розробка технологічного контролю кормозбиральних комбайнів ФГ «Тікич» Київської області»_____

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

к.т.н., доцент _____ Сівак Ігор Миколайович
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Керівник дипломного проекту бакалавра

_____к.т.н., доц. _____ Євтушенко Володимир Дмитрович

Виконав _____ Комісар Дмитро Олександрович

КИЇВ – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
технічного сервісу та інженерного менеджменту
імені М. П. Момотенка
_____ Іван РОГОВСЬКИЙ
(підпис) (ПІБ)
«____» _____ 2024 р.

З А В Д А Н Н Я
на виконання дипломного проєкту бакалавра студенту
_____ Комісару Дмитру Олександровичу _____
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»_____
(код і назва)

Тема дипломного проєкту бакалавра «Розробка технологічного контролю кормозбиральних комбайнів ФГ «Тікич» Київської області»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «26» 11 2024 р. № 2098 «С»
Термін подання завершеної роботи на кафедру__20 травня 2025 року__
(рік, місяць, число)
Вихідні дані до дипломного проекту бакалавра Матеріали первинного бухгалтерського обліку, нормативно-методичні матеріали, науково-технічна література_____

Перелік питань, які потрібно розробити:

1. Характеристика господарства ФГ «Тікич» Київської області
2. Аналіз існуючих методів та засобів технологічного контролю кормозбиральних комбайнів _____
3. Розрахунок основних параметрів обслуговуючої майстерні_____
4. Конструктивна частина _____
5. Економічне обґрунтування проекту_____
6. Охорони праці_____

Перелік графічних документів: електронна презентація на 14 слайдів

Дата видачі завдання «26» листопада 2024 р.

Керівник дипломного проєкту бакалавра _____ Володимир ЄВТУШЕНКО
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____ Дмитро КОМІСАР
(підпис) (прізвище та ініціали)

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 бакалавра----------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 енергоєким 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 подроблених 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 подроблення (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 подрібленням і вивантаженням в засоби для транспортування.

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

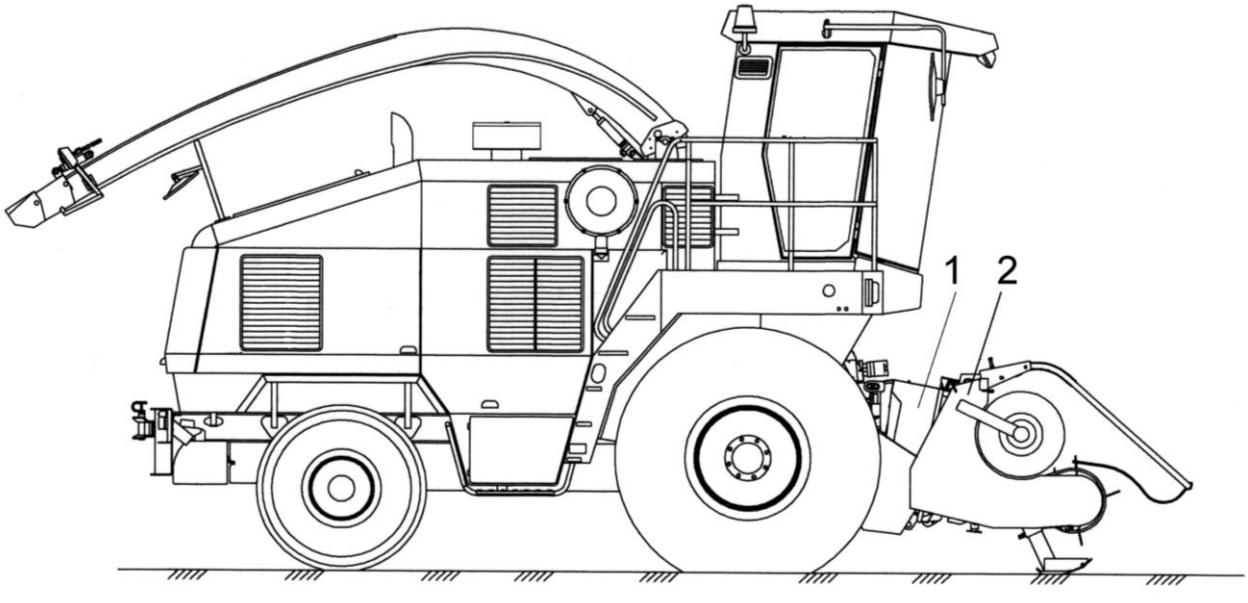
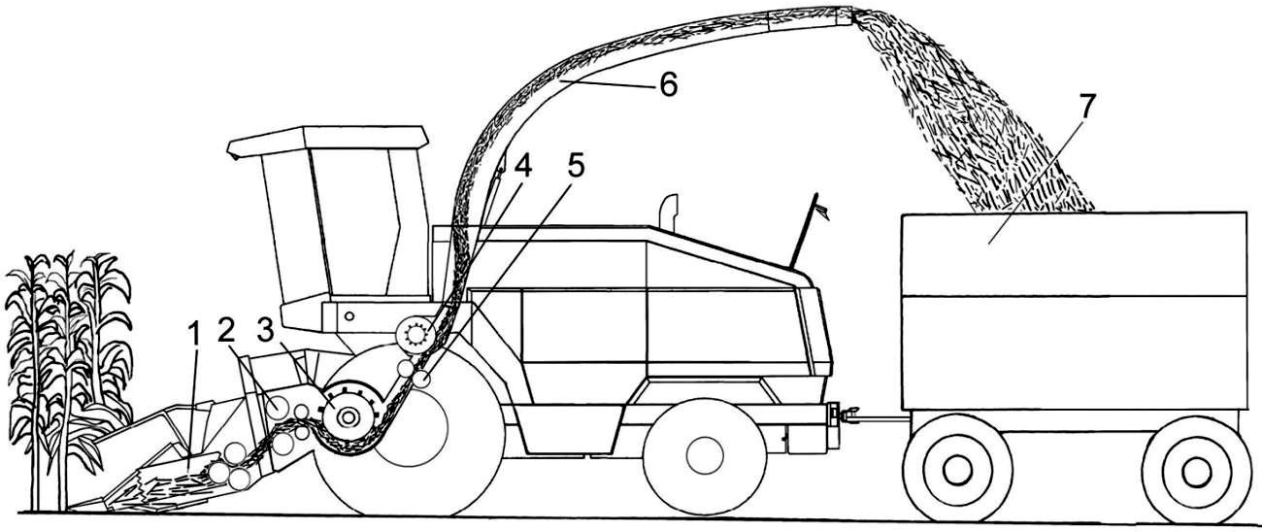


Рисунок 1.1 – Кормозбиральний комбайн КВК-800

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.

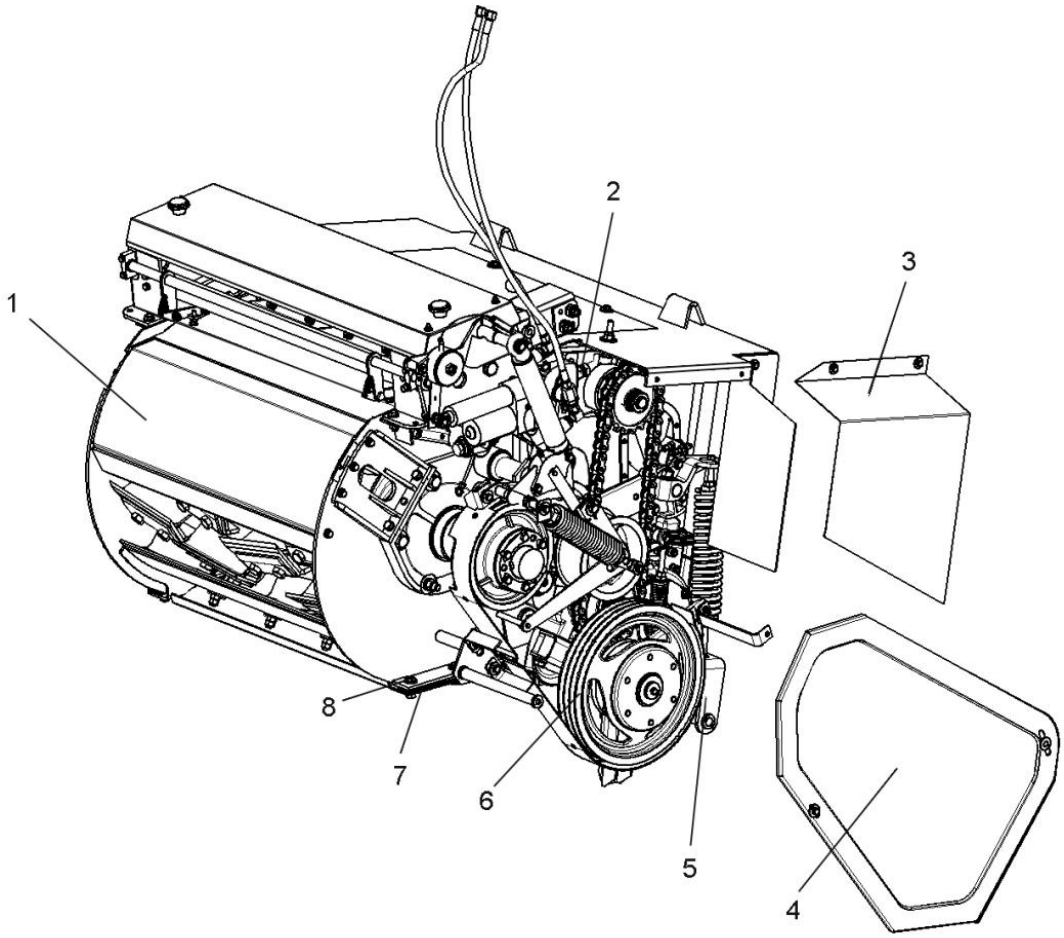
У випадку заготовлення кукурудзи на силос у фазах воскової чи повної стиглості зерен між подрібнювальними апаратами 3 і прискорювачами викиду 4 встановлюють доподрібнюючі пристрої активного типу 5, які потрібні для здійснення операції пошкоджування оболонки зерен, що буде сприяти кращому засвоєнню тваринами 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 транспортий 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 подрібнювальногоо апарату 1, які є сполученими між собою при допомозі скоби 2.



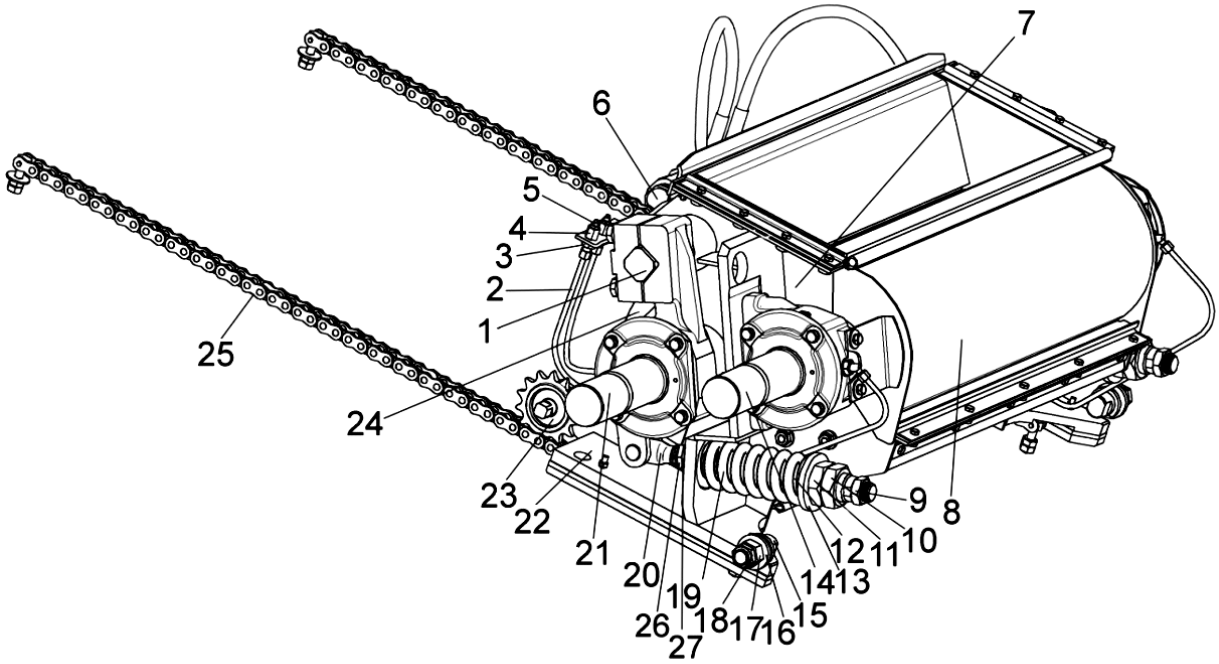
1 – подрібнюючий апарат; 2 – скоба; 3, 4 – щитки; 5 – живильний апарат; 6 – привод коробки передач; 7 – прокладки регулювальні; 8 – болт.

Рисунок 1.3 – Апарат живильно-подрібнюючий

Доподрібнюючий пристрій

Пристій доподрібнюючий (рисунок 1.4) призначений для дріблення і плющіння 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 – валец верхній; 15, 27 – упор; 19 – пружина; 20 – тяга; 21 – валец 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.

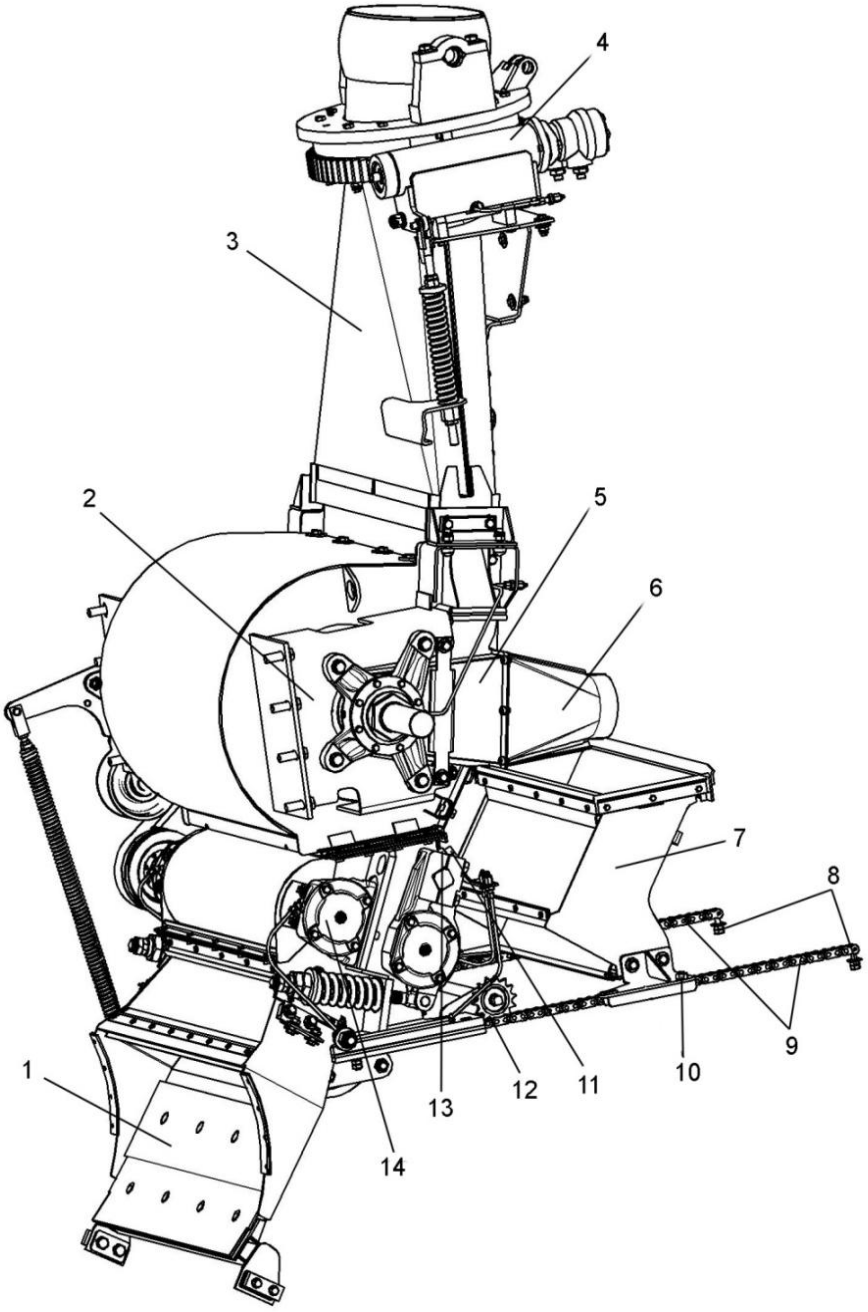
Оптимальні зазори:

- 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

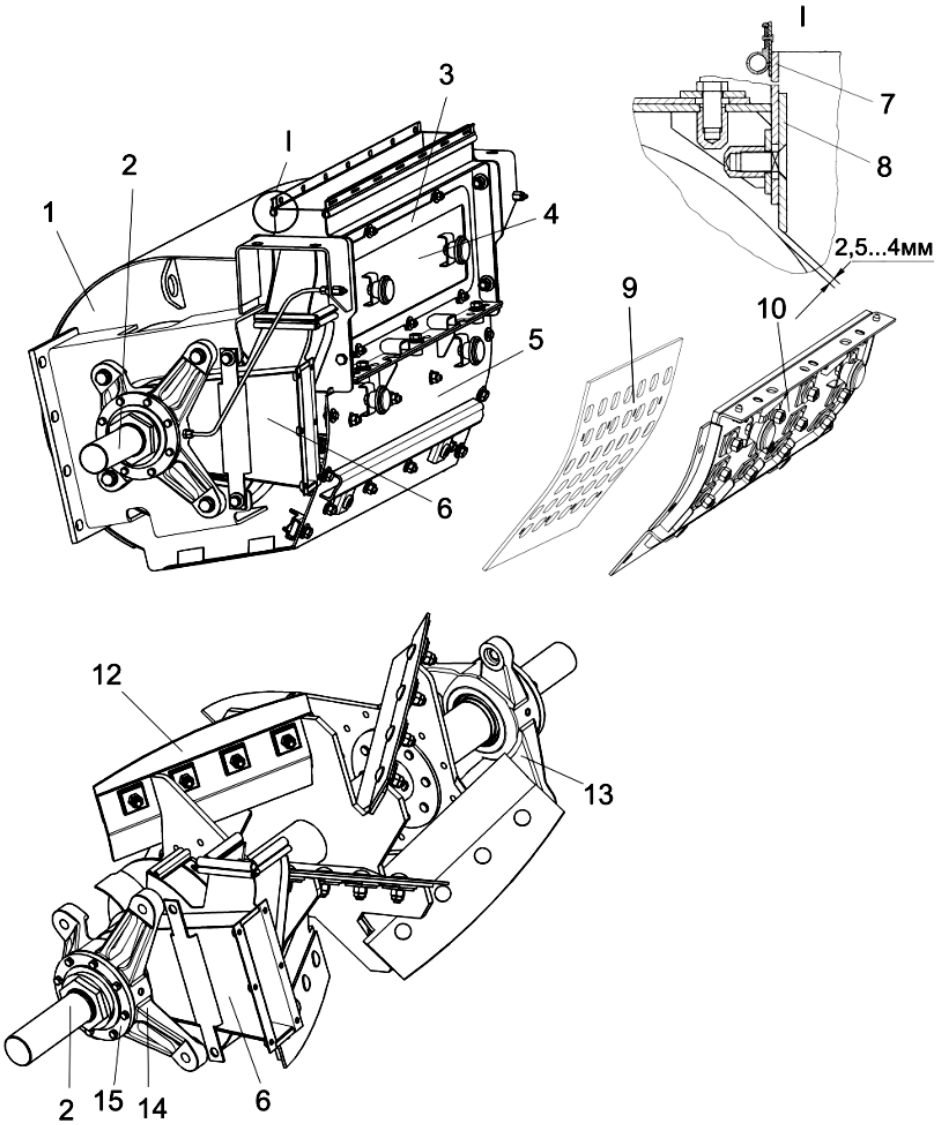
Для збирання трав і кукурудзи у фазах молочної та молочно-воскової

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 – повітропровід; 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 потрібною 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 пристої, що здійснюють ударяння, розмелювання та розчавлювання зерен. Широке застосовання знаходять доподрібнюючі пристрої без використання елементів тертя – так званні 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, швиркові 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 25х25 до 75х75 мм відбувається зменшення питомих витрат енергії в 2-3 рази, збільшується середньо-зважений діаметер 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 ассиметричних 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 плющильных 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 патрубка, що звужується по довжині від подрібнюючої камери до верхньої частини та лопатеву швырялку, закріплену поблизу верхнього корпусу викидного патрубка у викидному каналі, відрізняється тим, що лопатева швырялка передбачена у викидному патрубку, причому вісь обертання лопатевого колеса швырялки встановлена на поперечній осі викидного патрубка і зовні його поперечного перерізу, а приймальна частина направляючого

елементу швырялки 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 швирялки. Однак при використанні таких конструкцій зростає енергоємність та зменшується власне сама продуктивність подрібнююче-транспортрувального апарату. Тому, для спрощення процесів доподріблювання зерна пропонують розподіляти подрібнену масу на два потоки. Найбільші частинки повинні спрямовуватися одразу на лопатеві швирялки, 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 швирялки. Після проходження через подрібнювач матеріал подається на плющильні вальці, де власне і відбувається доподріблення; після проходження через вальці матеріал набуває прискорення лопатевою швирялкою 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-швиркові апарати з рифленими ре катерами (рис.1.7 а);
- дискові подрібнююче-транспортуючі апарати з швирковими лопатками гребінчастого типу, відбійними гребінками, які встановлені нерухомо і

рифленими рекатерами (рис.1.7 б);

- барабанні подрібнюючі апарати з перфорованими рекатерами і додатковими приспосібленнями для транспортування стеблової маси (рис. 1.7 в, г);
- барабанні подрібнююче-швиркові апарати з двома валъцями 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 доподріблення зерен кукурудзи. Станом на тепер, жодна із відомих схем повністю не задовольняє вимогам, що ставляться до якості подріблення. 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 порядка 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% подріблення 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 подріблення (помелення) зерен кукурудзи забезпечить їхню засвоюваність організмами цих тварин, які не володіють хорошим жувальним апаратом.

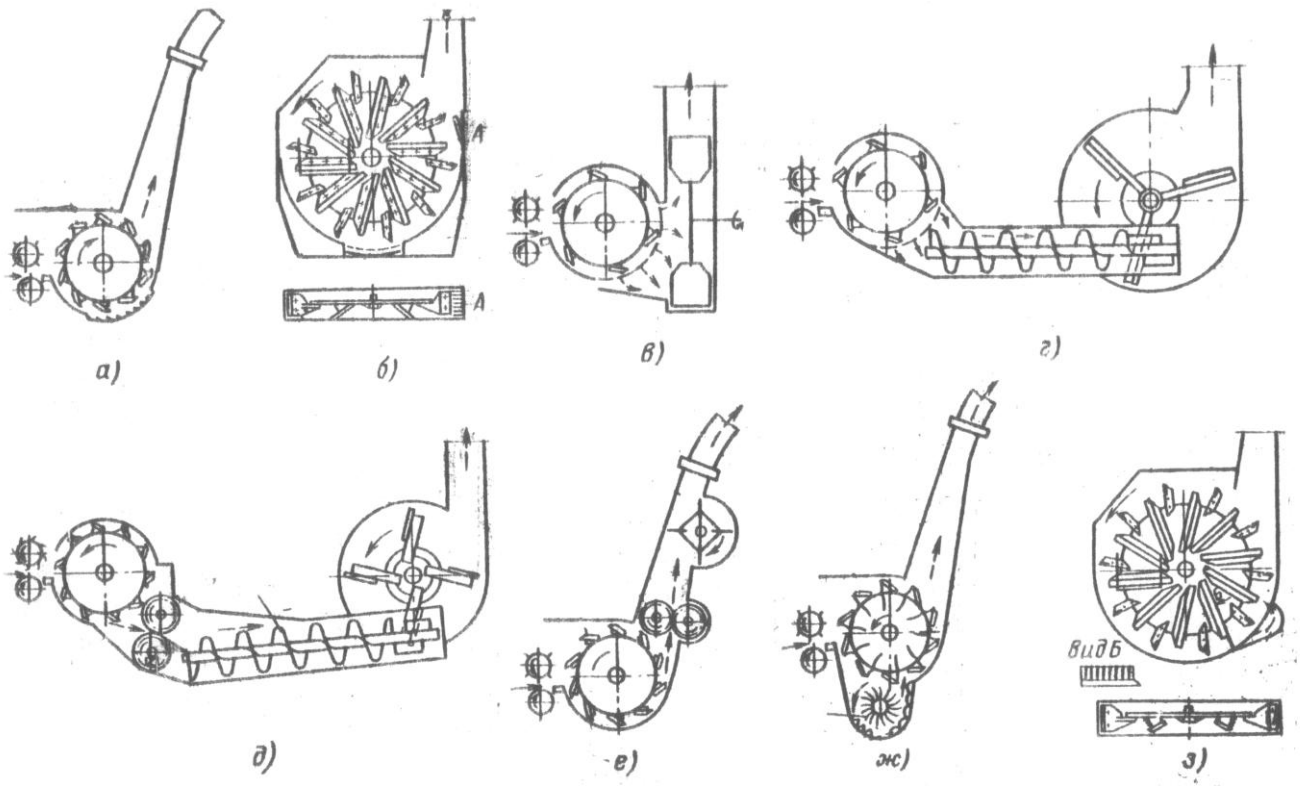


Рисунок 1.7 – Технологічні схеми подрібнюючих апаратів з пристроями для доподріблення зерен кукурудзи

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 консинстенції. 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 швидкістями. Зерна кукурудзи дробляться за рахунок створення нак званного 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 напряму 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.

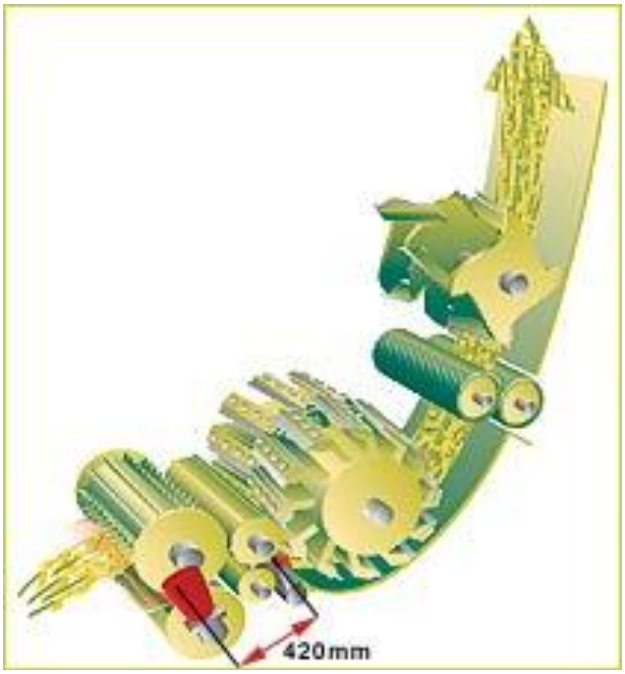


Рисунок 1.10 – Процес транспортування стеблової маси в комбайнах «JAGUAR»

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

Подріблення рослинної маси є основним, найбільш енергоєким 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 подрібнюваних 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 доподріблення зерен кукурудзи. Станом на тепер, жодна із відомих схем повністю не задовольняє вимогам, що ставляться до якості подріблення. Використання більшості з цих схем суттєво ускладнюють конструкції кормобиральної 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.

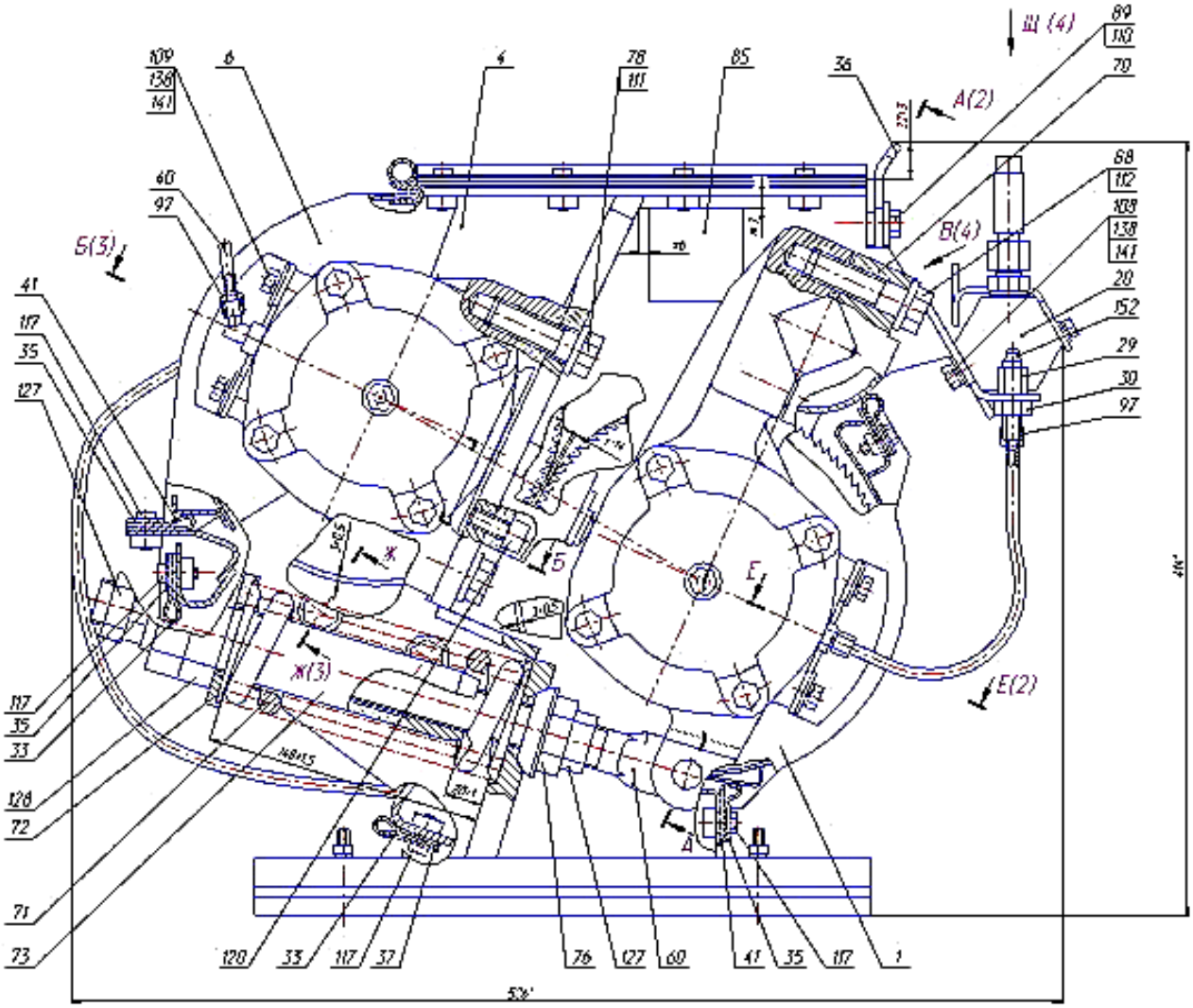


Рисунок 2.1 – Доподрібнюючий пристрій до модернізації

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.

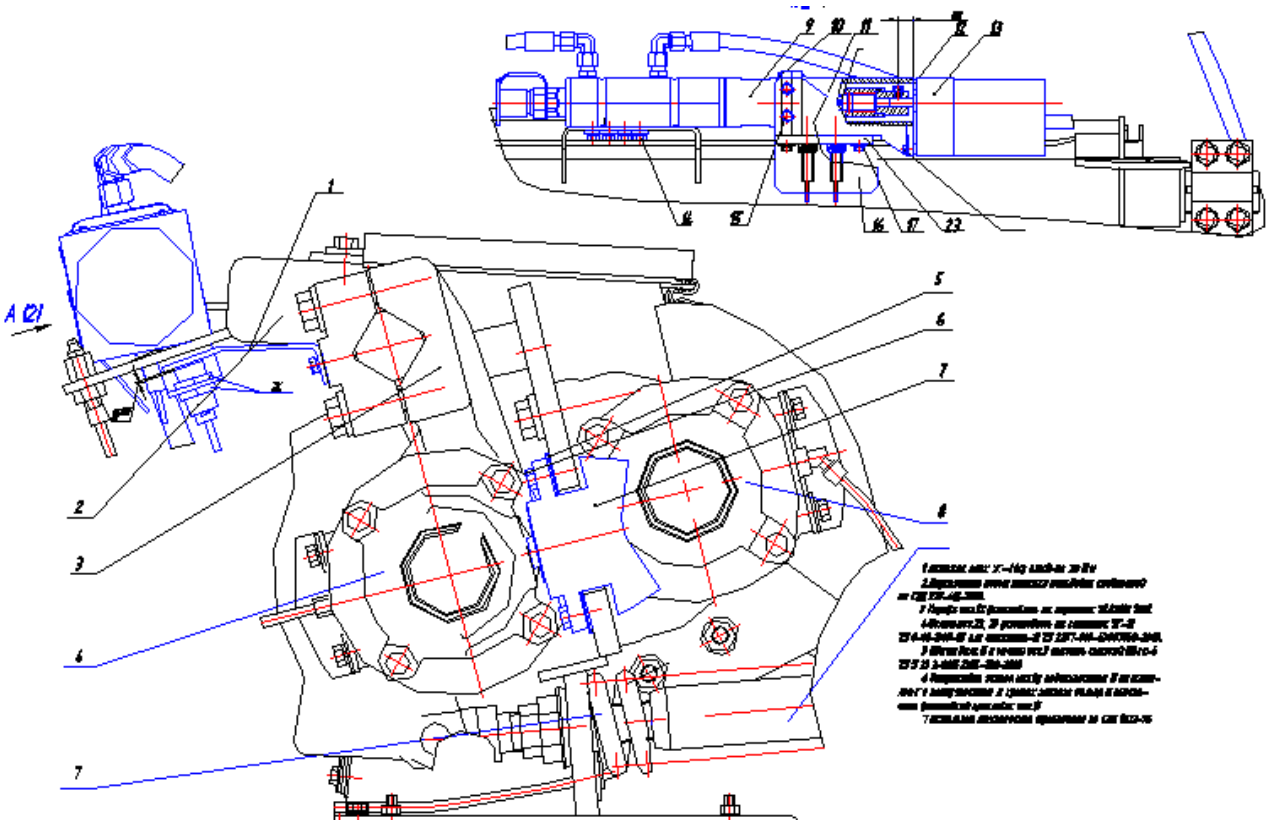


Рисунок 2.2 – Доподрібнюючий пристрій після удосконалення

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 параметом 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 рослинноїмаси.

З трикутника aOC отримаємо:

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

Звідси можна легко отримати значення D:

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

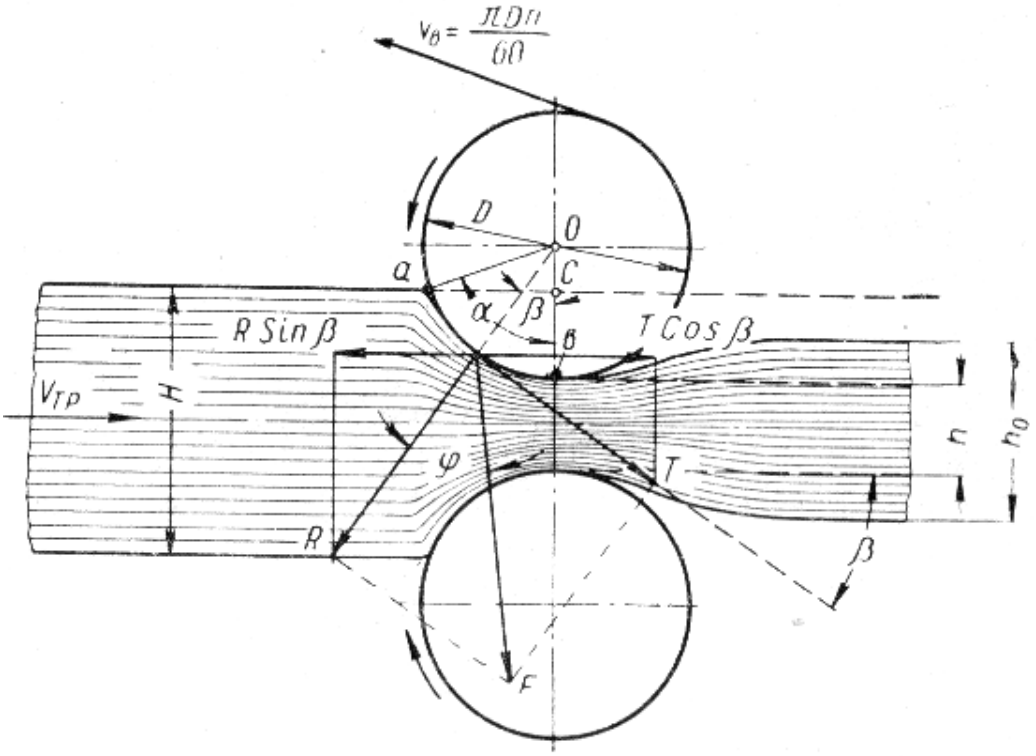


Рисунок 2.3 – Схема до розрахунку діаметра живильних вальців

Однак такі значення D лише геометрично пов'язується з іншими параметрами і не можуть бути застосовані для розрахунків. Розглянувши взаємодію вальців з шароми 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 контакта 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:

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

Однак $T = R \cdot f$,

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

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

Звідки:

$$f > tg(\beta); \quad tg(\varphi) > tg(\beta); \quad \varphi > \beta. \qquad (2.5)$$

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

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

Врахувавши нерівност (2.5) в кінцевому випадку отримаємо:

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

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 $tg(\varphi) = 0,43$ 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 межаж 150….300 мм.

З огляду на це, приймемо 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:

$$N_{под} = 0,5 \cdot \overline{\sigma} \cdot (H - h) \cdot b \cdot V_{окр.под.} =$$
$$= 0,5 \cdot 0,55 \cdot 10^6 \cdot (0,15 - 0,11) \cdot 0,56 \cdot (1,09...1,38) = 7,20...9,09 \text{ кВт} \quad (2.8)$$

де σ – напруження стиску, кг/см^2; Приймемо рівним $\sigma = 0,5...0,6$ МПа;

H – значення товщини шару рослин, що подаються у вальці, м. Приймемо рівною 0,15 мм;

h – значення товщини шару маси, ущільненої вальцями, м. Приймемо значення величини мінімального зазору між вальцями 0,11 м;

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

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

Величина колової швидкості вальців :

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

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:

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

де E – модуль пружності, МПа. Приймемо 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:

$$N_{тр.р.} = f' \cdot \frac{\overline{\sigma}}{2} \cdot (H - h) \cdot b \cdot \rho \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} = 0{,}85 \cdot \frac{0{,}55 \cdot 10^6}{2} \times$$

$$\times (0{,}15 - 0{,}11) \cdot 0{,}56 \cdot 0{,}12 \cdot \frac{3{,}14 \cdot (94{,}9 ... 119{,}8)}{30} = 6{,}68 ... 8{,}43 \text{ кВт} \qquad (2.11)$$

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

ρ – величина радіуса вальця по рифам, м. Приймемо 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:

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

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

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

γ_1 – густина рослинної маси,кг/м^3, що поступає; Приймемо 350 кг/м^3.

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

2.3. Розрахунок параметрів та конструктивних розмірів подрібнюючого барабану

Знайдемо швидкість подачі рослинної маси живильним апаратом:

$$V_{П} = \omega \cdot R, \tag{2.13}$$

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

$$V_{П}^{X} = \omega_X \cdot R_X = (10{,}76...27{,}18) \cdot 0{,}5 \cdot 170 = 0{,}91...2{,}31\ \text{м/с}.$$

Значення швидкості подачі рослинної маси живильним апаратом нижніми задніми вальцями складатиме

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

Приймемо значення середньої швидкості подачі рослинної маси живильним апаратом рівним:

$$V_{П} = 0{,}9...2{,}3 \text{ м/с.}$$

Визначаємо величину розрахункової довжини різання:

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

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

Z – число ножів $Z = 10$ штук

Визначаємо величину розрахункової довжини різання рослинної маси.

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

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

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

Знайдемо значення максимальних товщин шарів $h_{\max}$ рослинних матеріалів, котрі перерезаються барабаном.

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

Приймаємо $h_{\max} = 150$. *мм*

Знайдемо діаметр барабану :

$$D_б = \frac{h_{\max}}{0{,}25...0{,}15} = \frac{150}{0{,}25...0{,}15} = 600...1000 \ \ мм . \qquad (2.16)$$

Приймаємо $D_б = 630 \ \ мм$ з огляду на конструктивні особливості ножів.

Довжину барабану визначаємо згідно формули:

$$L_б = \frac{D_б \cdot \pi}{Z \cdot tg\tau} = \frac{630 \cdot 3{,}14}{10 \cdot tg15^\circ} = 732 \ \ мм , \qquad (2.17)$$

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

Приймемо значення довжини барабана $L_б = 800$ мм .

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

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

Отже умова виконується $G \geq G_P = 35 \geq 32{,}4$.

Визначаємо значення переднього кута φ установки ножів:

$$\varphi = 90^\circ - \beta - j = 90^\circ - 25^\circ - 15^\circ = 50^\circ \qquad (2.19)$$

З конструктивних міркувань приймемо $\varphi = 60^\circ$.

Тоді:

$$j = -\varphi - \beta + 90^\circ = 90^\circ - 60^\circ - 15^\circ = 5^\circ$$

Знайдемо особливості розміщення осі барабана відносно розташування протирізального бруса.

$$a = h_{\max} + \frac{D_б}{2} \cdot \frac{V_{П\max}}{V_б} = 0{,}15 + \frac{0{,}63}{2} \cdot \frac{3{,}2}{39{,}56} = 0{,}175 \text{ м}, \qquad (2.20)$$

де $V_б$ - колова швидкість подрібнювального барабану, котру знайдемо згідно залежності:

$$V_б = \frac{\pi \cdot D_б \cdot n}{60} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}63 \cdot 1200}{60} = 39{,}56 \text{ м/с}. \qquad (2.21)$$

Приймемо $a = 180$ мм.

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

$$U = \frac{a}{tg\psi_n} = \frac{180}{tg34{,}7^\circ} = 257 \text{ мм}, \qquad (2.22)$$

де ψ_n – кут, що узгоджує розміщення кромок протиріжучого брусу відносно центра барабана:

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

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

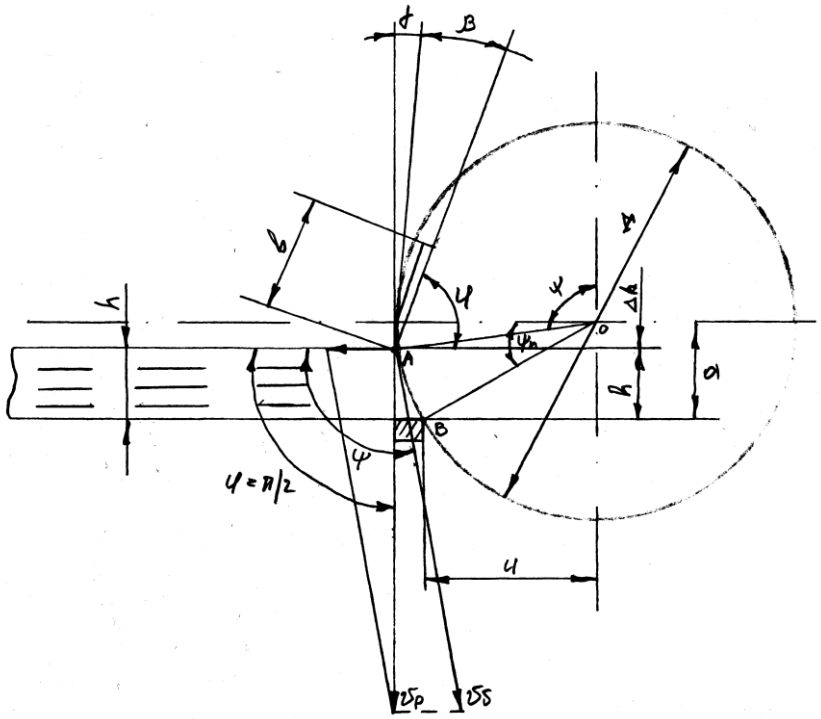


Рисунок 2.4 – Схема розміщення протиріжучого бруса

Знайдемо потужність, яка затрачається на привід подрібнюючо-транспортуючого барабану:

$$N_б = N_p + N_{тр} + N_{х.х}\,, \tag{2.23}$$

де: $N_д$ - величина потужності, що затрачається на процес подрібнювання рослинної маси:

$$\mathrm{N_p} = \mathrm{q} \cdot \frac{\mathrm{A} \cdot \mathrm{z} \cdot \mathrm{n}}{60 \cdot 102} = 800 \cdot \frac{0{,}035 \cdot 20 \cdot 1200}{60 \cdot 102} = 110 \;\; кВт, \tag{2.24}$$

де A - площа перерізу $\mathrm{A} = \mathrm{h} \cdot \Delta\mathrm{S} = 0{,}15 \cdot 0{,}231 = 0{,}035 \;\; м^2$;

h – висота шару рослинної маси, $h = 0{,}15 \;\; м$;

ΔS – довжина ділянки ножа, що приймає участь в роботі

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

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

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

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

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

де V_H - швидкість ножа $V_H = \frac{\pi \cdot n}{30} \cdot R_б = \frac{3{,}14 \cdot 1200}{30} \cdot 0{,}315 = 39{,}56$ м/с;

G - пропускна здатність подрібнюю чого апарату;

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

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

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

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

$$N_б = 110 + 27{,}4 + 5 = 142{,}4\ кВт$$

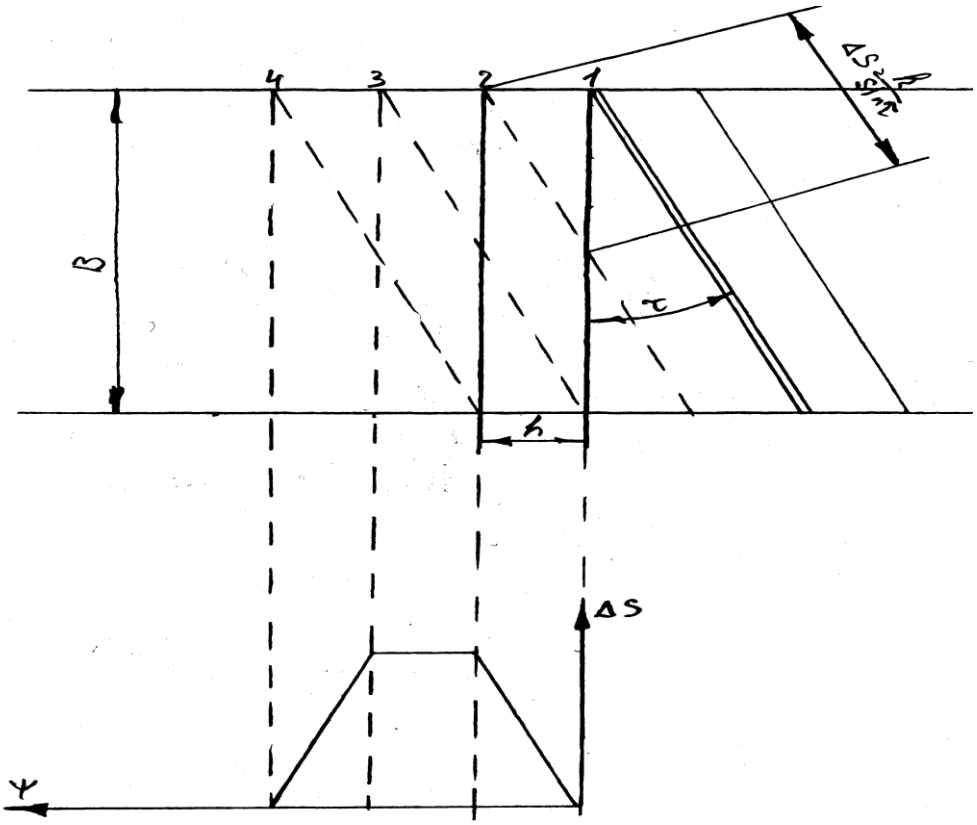


Рисунок 2.5 – Діаграма зусилль різання 1-го ножа барабана

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 схема приведення в дію доподрібнюючого пристрою наведено на рисунку 2.6.

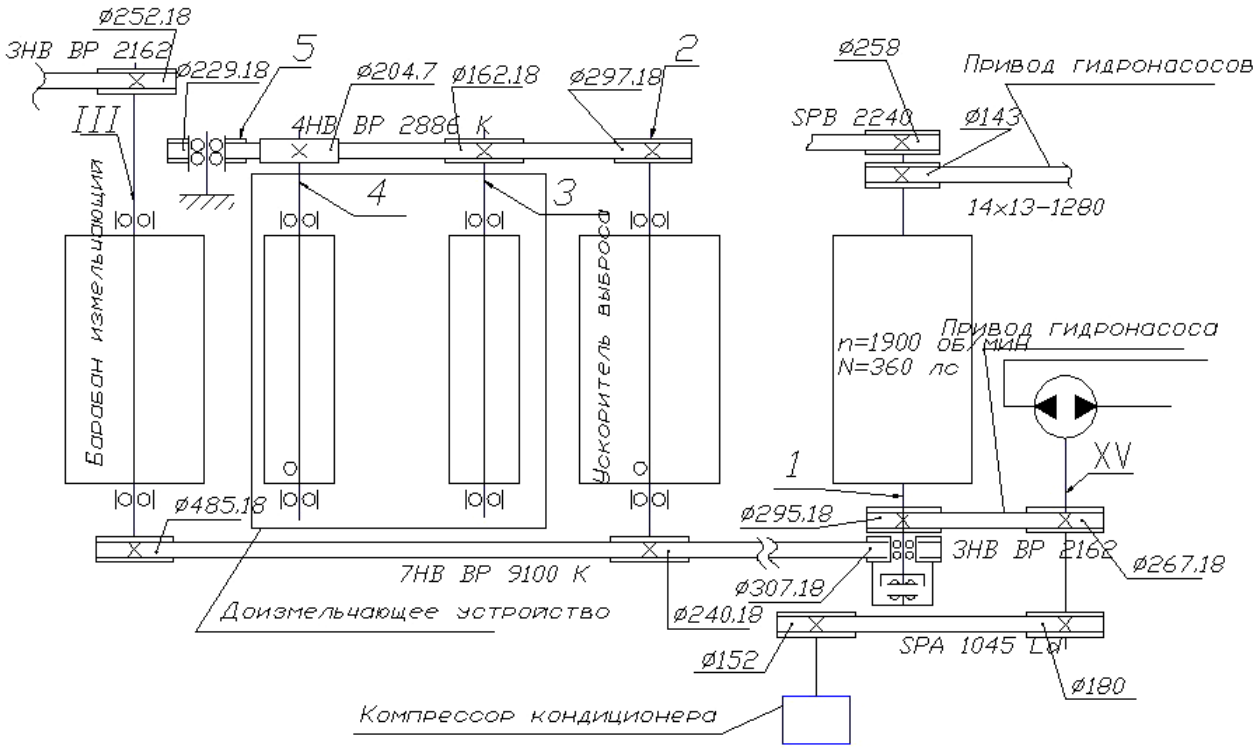


Рисунок 2.6 – Кінематична схема приведення в дію доподрібнюючого пристрою

Вихідні дані для проведення розрахунків:

– величина потужності на валі двигуна $N_Д = 265$ кВт (360 к.с.).

– значення частоти обертання вала двигуна $n_Д = 1900$ 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:

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

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

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

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

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 поліклиновий пас перерізу Л.

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

Знайдемо величину діаметра привідного шківа d_{22} мм:

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

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

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

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

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

Знайдемо швидкість руху паса:

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

Приймемо кількість пасів $n = 4$.

Велиина кута обхвату на веденому шківі: $\alpha = 150°$.

Сила натягу, що діє на ведений вал:

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

де $2 \cdot S_0$ - значення початкової сили натягу на одну вітку поліклинового паса $2 \cdot S_0 = 250$ Н.

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

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

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 вала з розрахунку на чисте кручення за пониженими значеннями допустимих напружень, без урахування його згину.

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

де Т – величина крутного моменту, Н мм;

$[\tau_k]$ - допустимне значення напруження на кручення, $[\tau_k]$ = 20 Мпа.

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

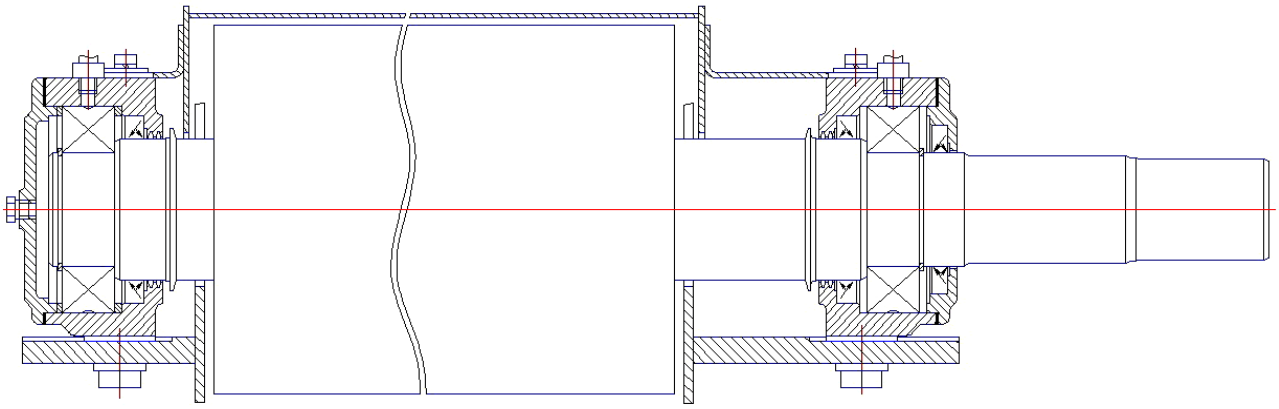


Рисунок 2.7. Схема установки валу доподрібнюючого пристрою

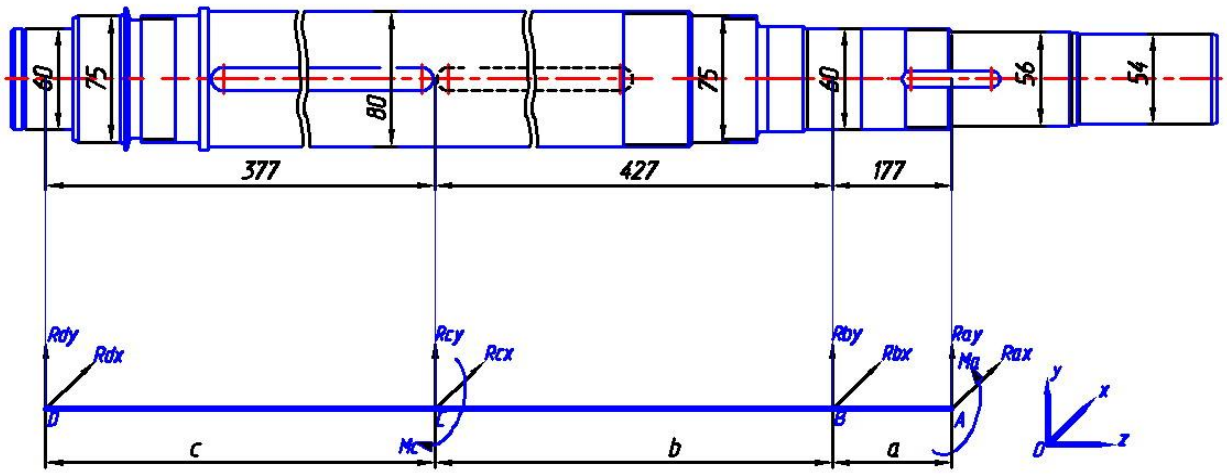


Рисунок 2.8 – Розрахункова схема вала доподрібнюючого пристрою

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.

$$\Sigma M_i = 0;$$

$$M_A - M_C = 0;$$

$$M_C = M_A = 557841 \text{ Н м.}$$

Складаємо епюри крутних моментів:

$$M_A = 0 \text{ Н м;.} \qquad M_A^{`} = 557841 \text{ Н м;}$$

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

$$M_C^{`} = 0 \text{ Н м;} \qquad M_D = 0 \text{ Н м.}$$

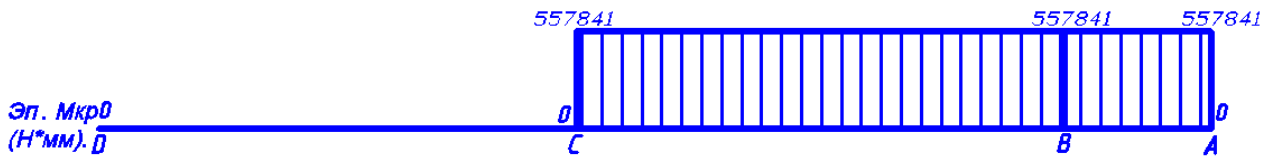


Рисунок 2.9 – Епюра крутних моментів

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:

$$M_{AY} = 0 \text{ Н м;}$$

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

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

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

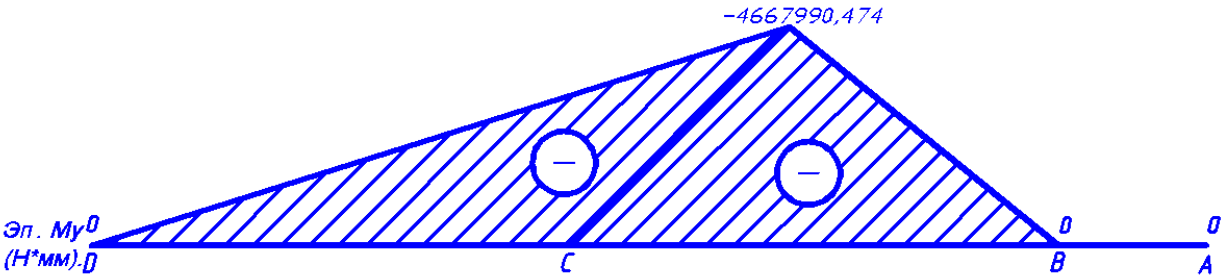


Рисунок 2.10 – Епюра згинних моментів від сил, що діють в площині XOZ

Розрахунок згинних моментів, що діють у площині YOZ.

Знайдемо реакції сил в площині YOZ.

$$\Sigma F_X = 0;$$

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

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

$$\Sigma M_B = 0;$$

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

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

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

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:

$$M_{AX} = 0 \text{ Н м.}$$

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

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

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

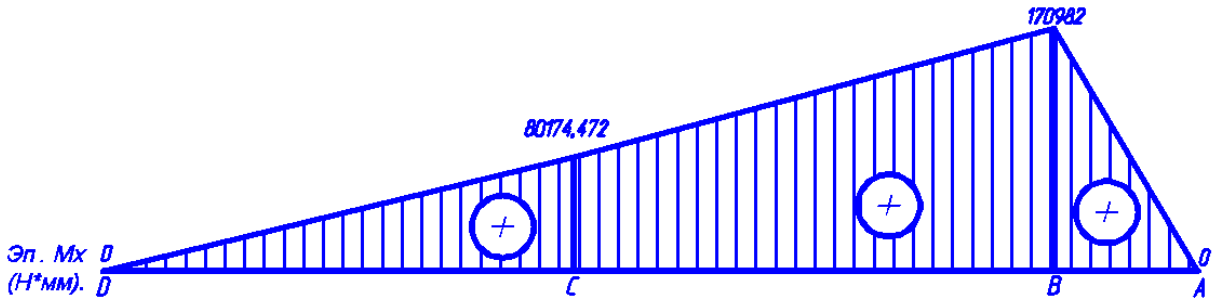


Рисунок 2.11 – Епюра згинних моментів від сил, що діють в площині YOZ

Розрахунок сумарних згинних моментів, діючих у площині XOY.

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

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

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

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

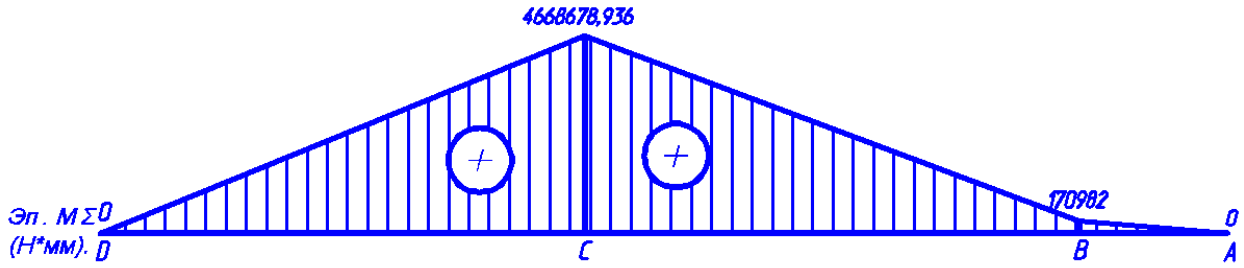


Рисунок 2.12 – Епюра сумарних згинних моментів, діючих в площині XOY

Небезпечний переріз розташовується у точці С.

Розрахунок сумарних сил, діючих у площині XOY.

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

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

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

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

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

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

Знайдемо коефіцієнти K_F, K_V;

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

Знайдемо величину сумарних коефіцієнтів $K_{\delta D}, K_{\tau D}$, які враховують для перерізу валу сумарний вплив усіх факторів на втомну мійність відповідно при деформаціях згину та кручення:

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

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

Знайдемо коефіцієнти ψ_δ, ψ_τ, які характеризують чутливість матеріалів до асиметрії циклу напружень.

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

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

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:

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

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

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

Для матеріалу вала – сталь 18ХГТ :

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

Знаходимо значення коефіцієнтів запасу міцності за нормальними та дотичними напруженнями:

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

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

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

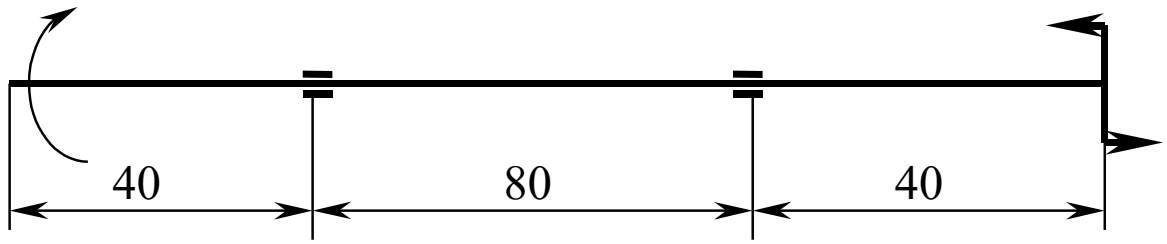


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема вала подрібнюючого апарату

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

Знайдемо величину передуваного крутного моменту:

$$M_{кр} = \frac{N}{\omega}, \tag{3.1}$$

де ω - кутова швидкість.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 0{,}105 \cdot n, \tag{3.2}$$

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

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

Знайдемо натягуюче зусилля гілок паса P_1 у площині YZ:

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

де Q – величина колової сили;

$$Q = \frac{N}{V}, \tag{3.4}$$

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

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

де - S_o – величина сили попереднього натягування гілки;

σ_o - напруження від попереднього натягування, $\sigma_o = 1{,}2$ Н/мм^2;

F - значення площі поперечного перерізу паса, F = 138 мм^2;

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

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

Знайдемо величину сили натягування вітки ланцюга P_2 у площині XZ:

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

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;

А – величина відстані між вісями зірочок, А = 1.4 м.

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

Знайдемо значення еквівалентного моменту:

$$M_{экв} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0{,}75M_{кр}^2} \ , \qquad (3.7)$$

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

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

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{экв}}{\pi \cdot [\sigma_{-1}]_и}} \ . \qquad (3.8)$$

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

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

Приймемо діаметр рівним 36 мм.

Перевіримо вал на міцність.

Величина коефіцієнту запасу міцності: за нормальними напруженнями:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma Д} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_м} \ , \tag{3.9}$$

за дотичними напруженнями:

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau Д} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_м} \ . \tag{3.10}$$

За одночасної дії нормальних та дотичних напруг:

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

де σ_{-1} - межа границі витривалості при згині, σ_{-1} = 450 мПа;

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

σ_a, τ_a - величини амплітуд номінальних значень напружень;

$\sigma_м, \tau_м$ - величини середніх значень номінальних напружень;

ψ_σ, ψ_τ - величини коефіцієнтів чутливості матеріалів до асиметрії циклу напружень $\psi_\sigma = 0{,}15, \psi_\tau = 0{,}1$;

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

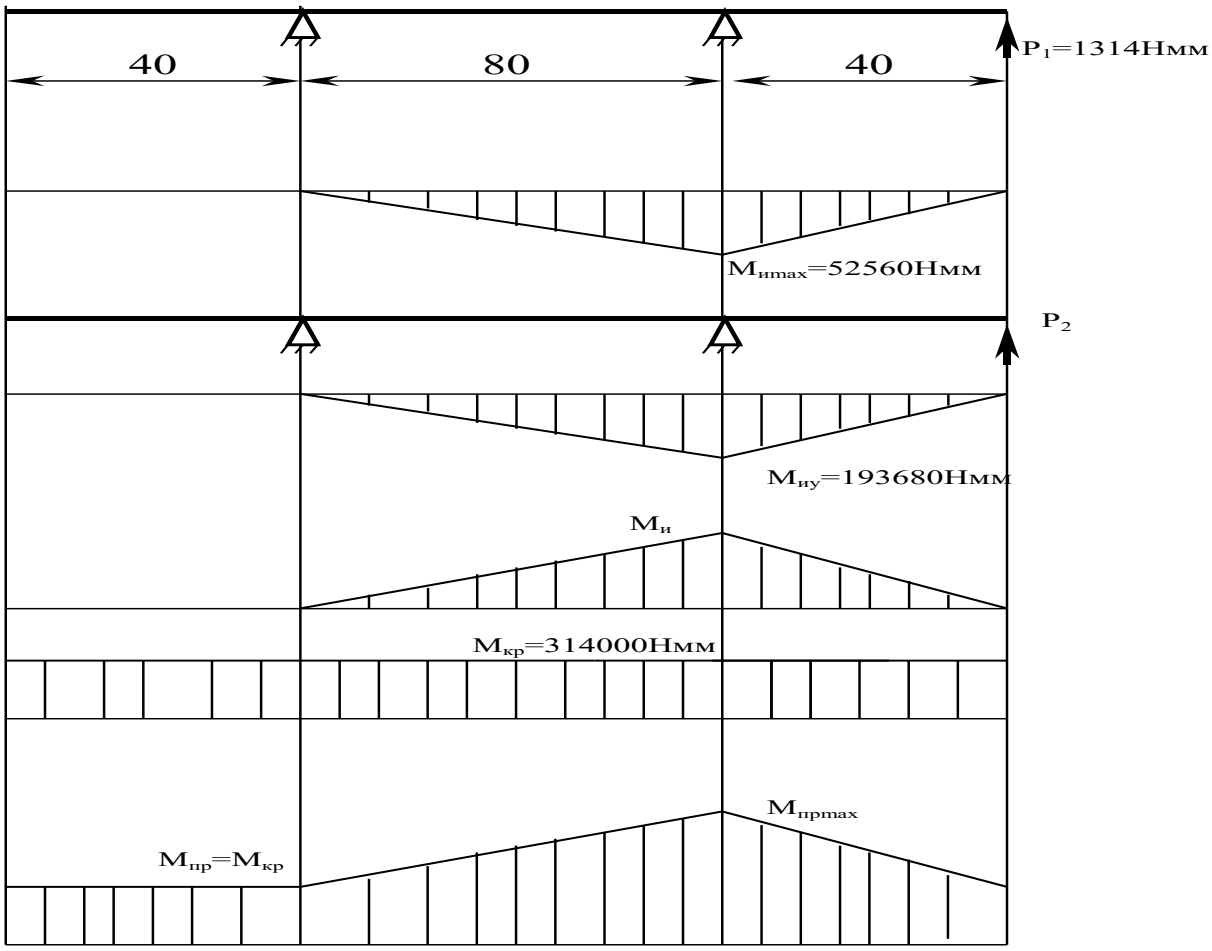


Рисунок 3.2 – Епюри згинних моментів

$$\sigma_a = \sigma, \sigma_м = 0,$$

$$\tau_a = \tau, \tau_м = 0.$$

$$\sigma = \frac{M_u}{W_o}, \tag{3.12}$$

$$\tau = \frac{M_{кр}}{W_p}, \tag{3.13}$$

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

W_o, W_p - величини осьового і полярного моментів опору.

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

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

де d – значення діаметру вала, м.

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

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

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

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

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

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

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

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

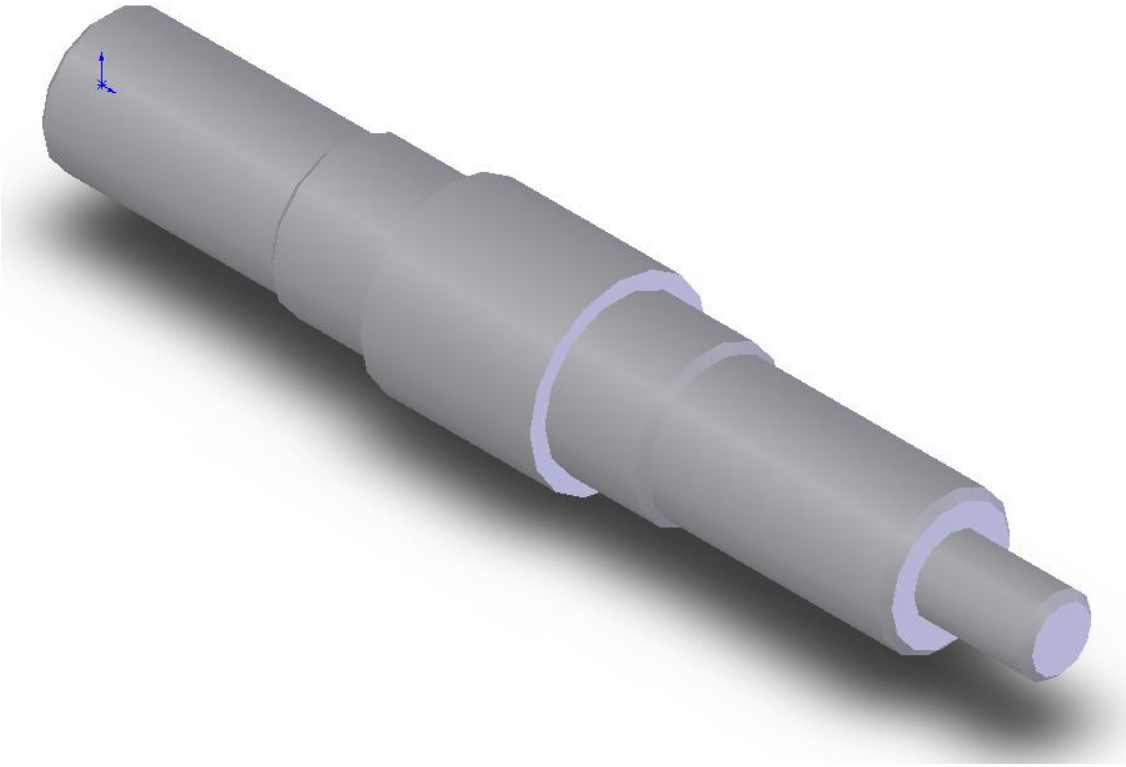
Проведемо дослідження напружено-деформівного стану вала подрібнюючого апарату кормозбирального комбайну.

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

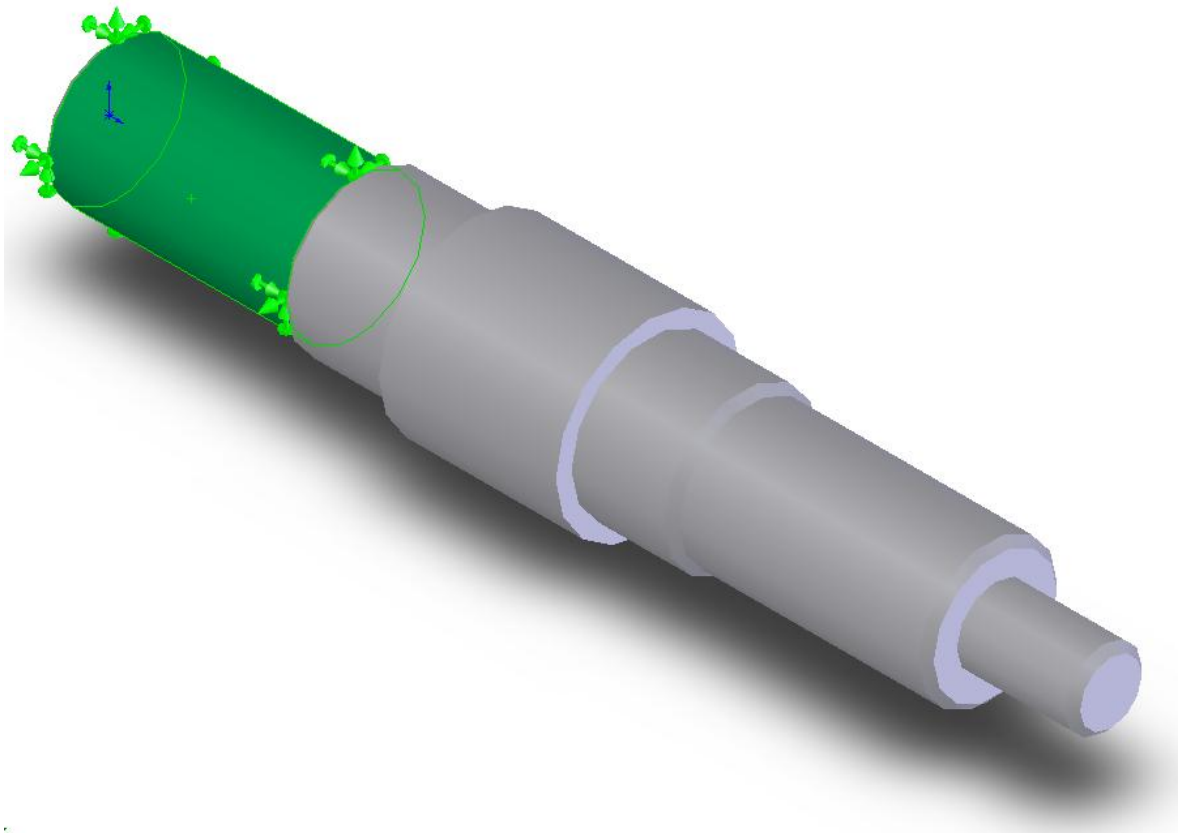
Використавши модуль для здійснення кінцевоелементного аналізу CosmosWorks системи моделювання SolidWorks проводимо аналізування напружено-деформівного стану вала подрібнюю чого апарату.

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

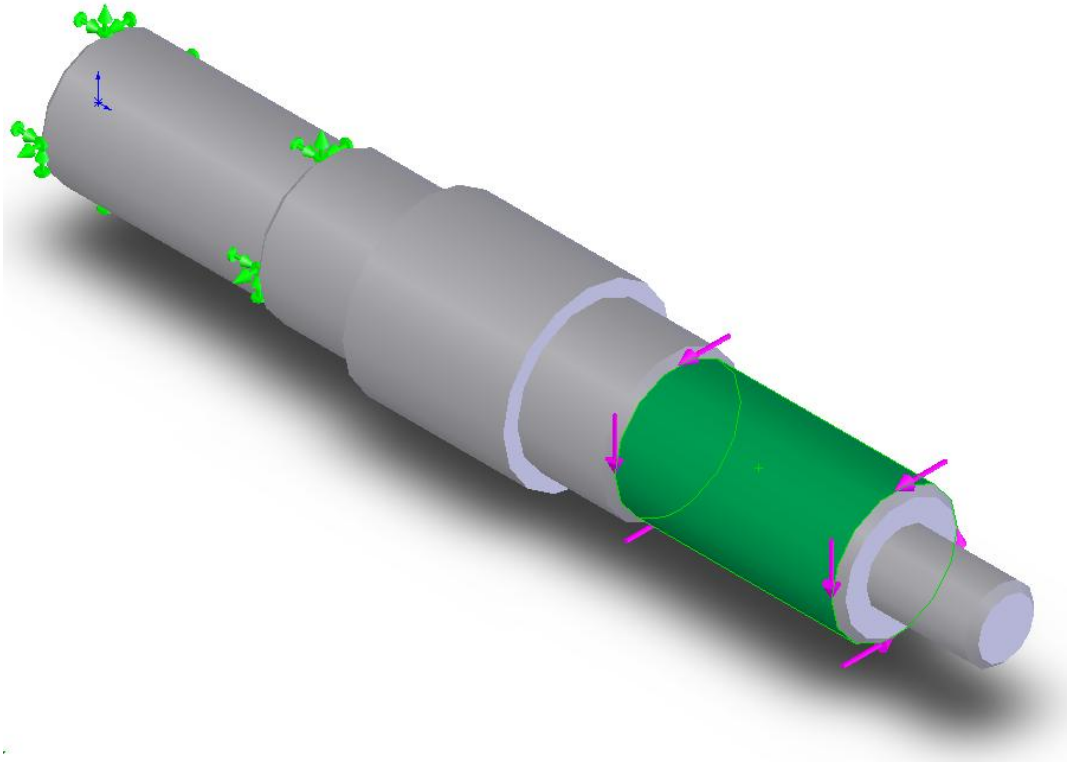
Побудуємо сітку кінцевих елементів на 3D-моделі валу подрібнюючого апарату кормозбирального комбайну (рис. 3.3, г).



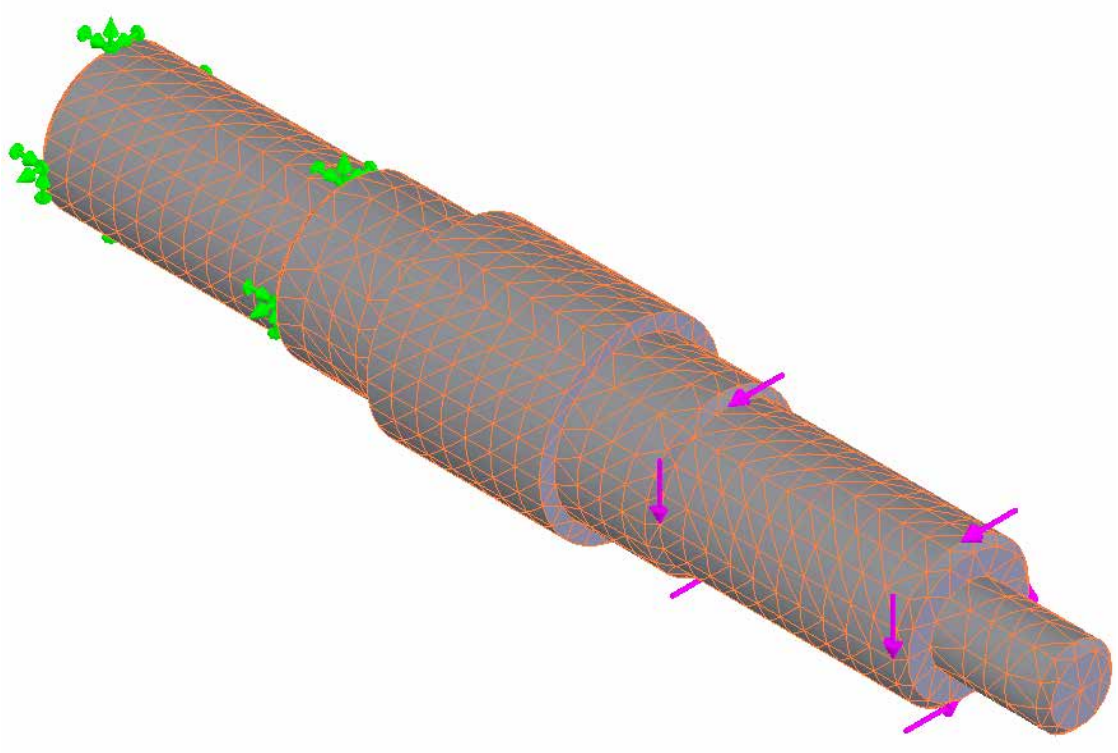
а)



б)



в)

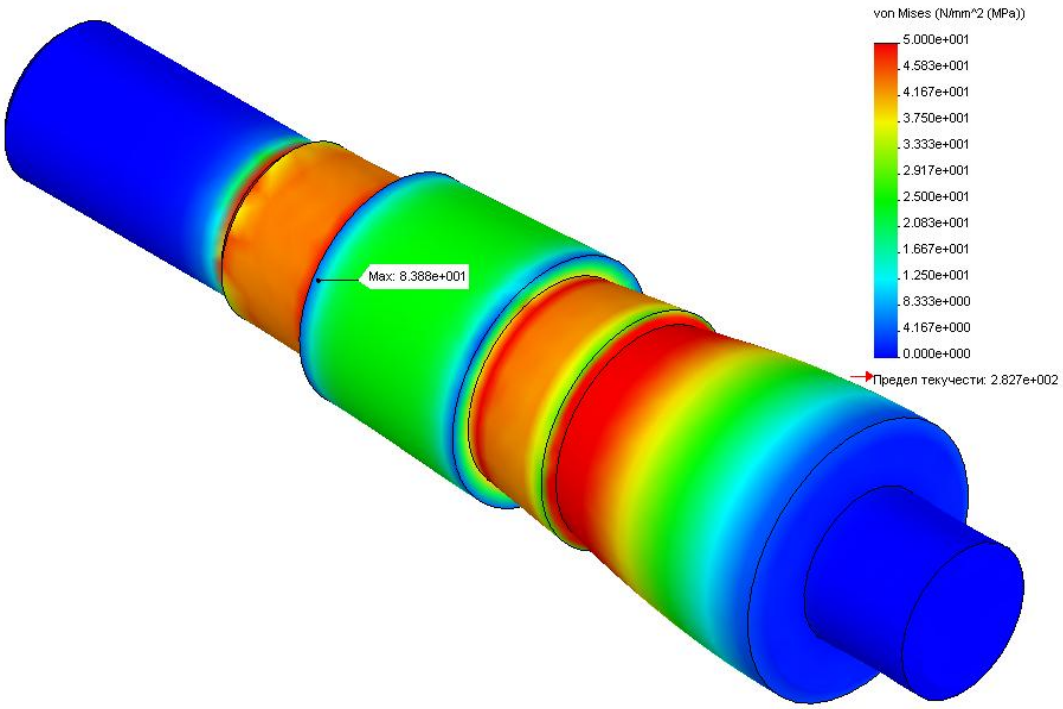


г)

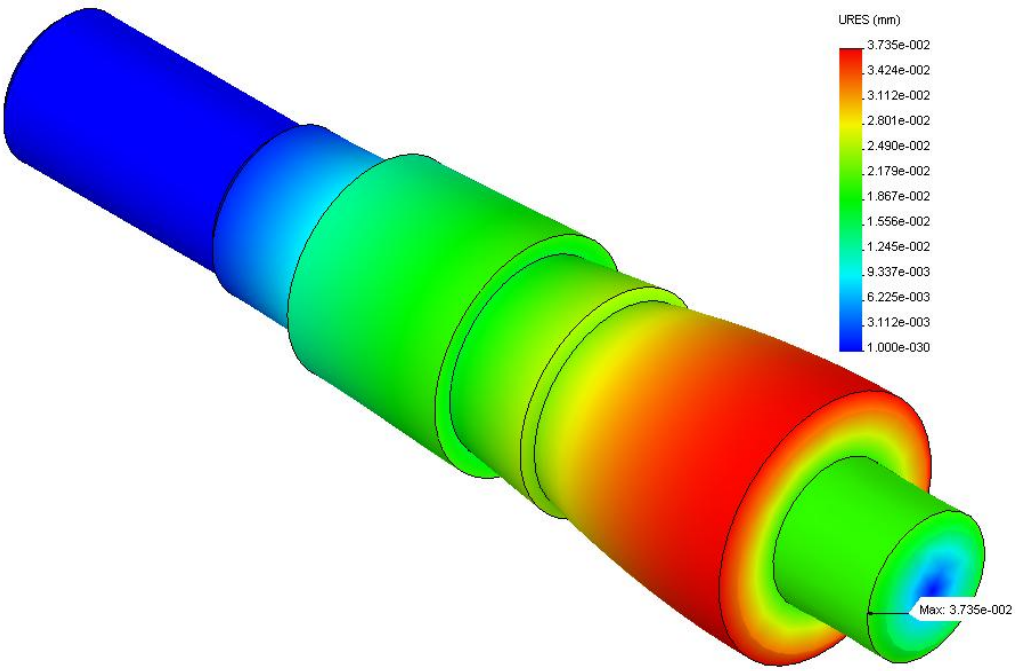
Рисунок 3.3 – Побудова моделі ведучого валу подрібнюючого апарату

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 ≈ 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 проведені технічного обслуговування та огляду слід перевірити стан та надійність кріплення стойок 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 користатуватися захисними окулярами, з метою уникнення потрапляння абразів в органи зору.

Запускати в експлуатацію комбайни, при відсутності огороджувальних 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, агрегатіва 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 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 хороше заправленому одягові 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 допомогою 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 випускну трубу двигуна комбайна має бути натягнуто іскрогасник і добре ущільнено випускний колектор. Комбайн потрібно утримувати в чистому стані та своєчасно проводити очищення від рослинних решток. 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 оборати та забезпечити всіма протипожежними засобами, а також тракторами з плугами для оборки 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 заправляння 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 иа закордонного виробництва.

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

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

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Anders G. J. Innovations in power systems reliability. Springer. 2011. 361 p.

2. Delphi Diesel Systems, Publication №: DDNX125(EN) Delphi Diesel Aftermarket Operations UK, 2012. 76 p.

3. Endrenyi J. Comparison of two methods for evaluating the effects of maintenance on component and system reliability. IEEE International Conference Probabilistic Methods Applied to Power Systems. 2014. P. 307–312.

4. Endrenyi J. The Present Status of Maintenance Strategies and the Impact of Maintenance on Reliability. A Report of the Probability Application Subcommittee. IEEE Transactions on Power Systems. 2011. Vol. 16. № 4. P. 638–646.

5. Ge H. Maintenance optimization for substations with aging equipment: a dissertation for the degree of Phd. Lincoln, Nebraska. 2010. 212 p.

6. Hampel R., Kurr D., Scbefenadcer H. Elektronisches Messistem zur digitalen Erfassung und Auswertung von Indikatordiagrammen. 2015. № 2. P. 33–38.

7. Latino M. A. Behavioral based reliability. Machinery Reliability Conference. 2020. April. http://reliability.com/industry/articles/article36.pdf.

8. Smykov S. V., Seregin A. A., Nikitchenko S. L., Kurochkin V. N., Valuev N. V. Hinged aggregate for technical maintenance of machines: Modeling, test-ing and conditions of application. Journal of Mechanical Science and Technology. 2018. T. 32. № 8. C. 3807-3815.

9. Wegrzyn, J. Liquefid Natural Gas for Trucks and Buses. SAE Technical Paper Series. 2018. № 2000-01-2210.

10. Zehn Prozent Biokraftstoff fur Alle. Verein Deutscher Ingenieure. VDINachrichten. 2015. Jg. 59. № 47. 8 p.

11. Hunt D. Farm power and machinery management. Tenth edition. Agricultural Engineering. 2013. Dubli. Vol. 3. P. 1703-1709.

12. Onwualu A. P., Akubuo C. O., Ahaneku I. E. Fundamentals of Engineering for Agriculture Immaculate Publications Limited. 2 Aku stree, Ogui New Layout, Enugu, Nigeria. 2006. 186 p.

13. Ojha T. P., Michael A. M. Principles of Agricultural Engineering. Vol. 1. Jain Brothers. New Delhi (sixth edition). 2012. 210 p.

14. Yohanna J. K., Ifem, J. L. C. Performance evaluation of field efficiency of farm machinery in Nasarawa and plateau state. Proceeding of the Nigerian Institution of Agricultural Engineers. 2013. P. 88-92.

15. Kepner R. A, Bainer R, Barger E. L. Principles of Farm Machinery, AVI Publishing Company Inc. Wester port. 2016. 208 p.

16. Oduma O., Igwe J. E., Ntunde D. I. Performance evaluation of field efficiencies of some tractor drawn implement in Ebonyi State. International Journal of Engineering and Technology. 2015. Vol. 5(4). P. 45-50.

17. Agricultural field machinery selection and utilization for improved farm operations in South-East Nigeria: A review. Available from: https://www.researchgate.net/publication/335951790_Agricultural_field_machinery_selection_and_utilization_for_improved_farm_operations_in_South-East_Nigeria_A_review [accessed Mar 02 2020].

18. William E. Crop – Machinery Management. Lower State University Extension and Outreach. Dept. of Economics, 2015. P. 641-732-5574.

19. Аніскевич Л. В. Системи керування нормами внесення матеріалів в технологіях точного землеробства : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Київ. 2005. 36 с.

20. Аулін В. В., Голуб Д. В., Гриньків А. В., Лисенко С. В. Методологічні і теоретичні основи забезпечення та підвищення надійності функціонування автомобільних транспортних систем: монографія. Кропивницький: Видавництво ТОВ "КОД", 2017. 370 с.

21. Аулін В. В., Гриньків А. В. Методика вибору діагностичних параметрів технічного стану 248 транспортних засобів на основі теорії сенситивів. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2016. №5. С. 109–116.

22. Аулін В. В., Гриньків А. В. Проблеми і задачі ефективності системи технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія технічні науки. 2016. №2 (77). С. 36–41.

23. Аулін В. В., Гриньків А. В. Проблеми і задачі ефективності системи технічної експлуатації мобільної сільськогосподарської та автотранспортної

техніки. Вісник Житомирського державного технологічного університету. Серія технічні науки. 2016. №2 (77). С. 36–41.

24. Аулін В. В., Гриньків А. В. Теоретичне обґрунтування моментів контролю технічного стану систем і агрегатів засобів транспорту. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2017. №8. С. 9–20.

25. Аулін В. В., Гриньків А. В., Замота Т. М. Забезпечення та підвищення експлуатаційної надійності транспортних засобів на основі використання методів теорії чутливості. Вісник інженерної академії України. 2015. №3. С. 66–72.

26. Аулін В. В., Лисенко С. В., Голуб Д. В., Гриньків А. В., Мартиненко О. Д. Теоретико-фізичний підхід до діагностичної інформації про технічний стан агрегатів мобільної сільськогосподарської техніки. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. Харків. 2015. Вип. 158. С. 252–262.

27. Аулін В. В., Лисенко С. В., Кузик О. В., Гриньків А. В., Голуб Д. В. Трибофізичні основи підвищення надійності мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки технологіями триботехнічного відновлення: монографія. Кропивницький. 2016. 304 с.

28. Бабанін О. Б. Наукові основи вдосконалення технології контролю, діагностування та матеріально-технічного забезпечення при технічному обслуговуванні локомотивів: Дис... докт. техн. наук: 05.22.07 Рухомий склад залізниць та тяга поїздів. Харківська державна академія залізничного транспорту. Харків, 2001. 288 с.

29. Бабіюк Г. В. Системне обґрунтування і розробка адаптивних способів забезпечення надійності гірничих виробок: Дис... докт. техн. наук 05.15.04 шахтне та підземне будівництво. Донбаський державний технічний університет. Дніпропетровськ, 2005. 522 с.

30. Біловод О. І. Підвищення надійності і обґрунтування параметрів процесу виробництва і відновлення розроблених дискових копачів бурякозбиральних машин : автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук : 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Харків. 2008. 20 с.

31. Бірюков Д. С. Аналіз та оптимізація надійності складних систем з багатьма станами : автореф. дис... канд. техн. наук: 01.05.04. Київ. нац. ун-т імені Тараса Шевченка. Київ. 2009. 20 с.

32. Боднар Є. Б. Підвищення експлуатаційної надійності локомотивів шляхом впровадження раціональної системи утримування: Дис... канд. техн. наук 05.22.07 рухомий склад залізниць та тяга поїздів. Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Харків, 2004. 161 с.

33. Бойко А. І. Тенденції розвитку вітчизняного сільгоспмашинобудуваня і проблем забезпечення надійності машин. Науковий вісник Національного аграрного університету. Київ. НАУ, 2004. Вип. 73. Ч. 2. С. 181–183.

34. Бойко Ю. Ф. Исследование и обоснование технологического процесса технического обслуживания трактора сельскохозяйственного назначения (на примере трактора Т-40А). Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.20.03 эксплуатация и ремонт сельскохозяйственных машины и орудий. Государственный всесоюзный научно-исследовательский технологический институт ремонта и эксплуатации машинно-тракторного парка. Київ. 1977. 19 с.

35. Бондаренко В. В. Удосконалення технології технічного обслуговування та діагностування електрообладнання пасажирських вагонів: Дис... канд. техн. наук 05.22.07 рухомий склад залізниць та тяга поїздів. Українська державна академія залізничного транспорту. Харків. 2002. 194 с.

36. Боузаієнне Меккі бен Салем. Удосконалення урахування впливу регіональних факторів на процес технічного обслуговування авіаційної техніки (на прикладі району Середземного моря): дис... канд. техн. наук: 05.22.20. Національний авіаційний ун-т. Київ. 2006. 186 с.

37. Броди С. М., Погосян И. А. Вложенные стохастические процессы в теории массового обслуживания. Київ. Наукова думка. 1973. 127 с.

38. Адамчук В. В. Стан наукового забезпечення механізації сільського господарства в Україні. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. Вип. 13., кн. 1. С. 21–29.

39. Гуков Я. С. Наукове забезпечення формування державної політики стосовно відтворення та оновлення матеріально-технічної бази агропромислових підприємств. Механізація та електрифікація сільського господарства. 2008. Вип. 92. С. 13–25.

40. Агєєва І. В. Розвиток системи інженерно-технічного обслуговування. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2007. Вип. 54. С. 160–168.

41. Демко О. А. Вплив кваліфікації операторів на ефективність використання машин. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. 2009. Вип. 134, Ч.2. С. 159–169.

42. Васильєва Н. К. Економіко-математичне моделювання системного інноваційного оновлення аграрного виробництва : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра екон. наук : 08.00.11 Математичні методи, моделі та інформаційні технології в економіці. Київ. 2007. 36 с.

43. Войтюк В. Д. Техніко-технологічний розвиток системи сервісу енергонасиченої сільськогосподарської техніки : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Мелітополь, 2012. 39 с.

44. Волк М. О. Методи та засоби розподіленого імітаційного моделювання електронних систем: дис... канд. техн. наук 01.05.02 Математичне моделювання та обчислювальні методи. Харківський державний технічний університет радіоелектроніки. Харків, 1999. 189 с.

45. Волох О. П. Методика обґрунтування раціональних значень параметрів технічного обслуговування машин інженерного озброєння при їх використанні за призначенням: Дис... канд. техн. наук: 20.02.14 Озброєння і військова техніка. Військовий інженерний інститут Подільського державного аграрно–технічного університету. Кам’янець-Подільский, 2006. 175 с.

46. Грабко В. В. Методи і пристрої для технічної діагностики та автоматичного керування силовим електрообладнанням: дис... д-р техн. наук: 05.13.05 Елементи та пристрої обчислювальної техніки та систем керування. Вінницький національний технічний університет. Вінниця, 2004. 384 с.

47. Кузьмінський Р. Д. Системно-функціональні засади синтезу технологічних ліній і дільниць ремонту вузлів та агрегатів мобільної техніки рільництва : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра техн. наук : 05.05.11 Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. Глеваха, 2013. 40 с.

48. Кухтов В. Г. Методи оцінки довговічності конструкцій шасі колісних тракторів: Дис... д-р техн. наук: 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків, 2006. 329 с.

49. Ларін О. М. Теоретичні основи оцінки працездатності шин легкового автомобіля в експлуатації: Дис... д-р техн. наук: 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Академія пожежної безпеки України. Львів, 2001. 344 с.

50. Лобода А. В. Розробка організаційної структури забезпечення якості в автосервісі: Дис... канд. техн. наук: 05.13.22. Національний транспортний ун-т. Київ. 2004. 162 с.

51. Ложковський А. Г. Аналіз і синтез систем розподілу інформації в умовах мультисервісного трафіка : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.12.02. Одес. нац. акад. зв'язку імені О.С. Попова. Одеса. 2010. 36 с.

52. Луханін М. І. Моделювання залізничних транспортних коридорів на базі поширених мереж Петрі: Дис... канд. техн. наук: 05.22.20. Українська держ. академія залізничного транспорту. Харків. 2003. 163 с.

53. Мамонова Г. В. Багатоканальні системи обслуговування у схемі усереднення та дифузійної апроксимації : автореф. дис... канд. фіз.-мат. наук: 01.05.04. Київ. нац. ун-т імені Тараса Шевченка. Київ. 2007. 18 с.

54. Мартиненко В. Я. Механіко-технологічні основи підвищення ефективності робочих органів гичкозбиральних машин: Дис... д-ра техн. наук: 05.05.11. ВАТ "Тернопільський комбайновий завод". Тернопіль. 2000. 374 с.

55. Мартинишин Я. М. Організація ремонтно-технічного обслуговування в аграрних підприємствах України : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня д-ра екон. наук : 08.00.04 Економіка та управління підприємствами. Миколаїв, 2009. 37 с.

56. Мигаль В. Д. Вібраційні методи оцінки якості тракторів на стадіях проектування, виготовлення та експлуатації: Дис... д-р техн. наук: 05.22.20 Експлуатація та ремонт засобів транспорту. Харківський національний автомобільно-дорожній університет. Харків, 2003. 513 с.

57. Молодик М. В. Основні напрями досліджень з підвищення надійності сільськогосподарської техніки при експлуатації, відновленні і ремонті. Вісник аграрної науки. 2010. № 5. С. 110–113.

58. Молодик М. В. Оцінювання надійності машин при експлуатації, технічному обслуговуванні і ремонті. Механізація та електрифікація сільського господарства. Глеваха, 2008. Вип. 92. С. 381–389.

59. Молодик М. В. Теоретичні передумови оцінки впливу технічного обслуговування і ремонту на надійність машин. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. КИЇВ. 2010. Вип. 144, ч. 1. С. 75–80.

60. Молодик М. В. Наукові основи системи технічного обслуговування і ремонту машин у сільському господарстві: монографія. Кіровоград: Код, 2009. 180 с.

61. Молодик М. В. Оцінка надійності електрообладнання зернозбиральних комбайнів. Механізація та електрифікація сільського господарства. Глеваха, 2010. Вип. 94. С. 419–425.

62. Морозов В. І. Вивчення якості роботи кормозбиральних машин. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: Економічні науки. Харків: ХНТУСГ, 2017. Вип. 65. С. 166–171.

63. Норкін В. І. Стохастичні методи розв’язання задач неопуклого стохастичного програмування та їх застосування: Дис... докт. фіз.-мат. наук 01.05.01 Теоретичні основи інформатики та кібернетики. Інститут кібернетики імені В. М. Глушкова. Київ. 1998. 250 с.

64. Парацій В. А. Стохастичне прогнозування довговічності металоконструкцій причіпних обприскувачів: Дис... канд. техн. наук: 05.05.11. Тернопільський держ. технічний ун-т ім. Івана Пулюя. Тернопіль. 2000. 122 с.