

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.11 - МР.2223 С 2023.12.07. 092 ПЗ

КОТЛЯР ВОЛОДИМИР ІГОРОВИЧ

2024 р.

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко – технологічний факультет

УДК 631.356.2:621.81

ПОГОДЖЕНО

Декан механіко - технологічного факультету

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

технічного сервісу та інженерного
(назва кафедри)

менеджменту імені М.П. Момотенка

(підпис) Вячеслав БРАТІШКО
(ПІБ)

(підпис) Іван РОГОВСЬКИЙ
(ПІБ)

« ____ » _____ 2024 р.

« ____ » _____ 2024 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**на тему «Удосконалення експлуатаційних показників системи подрібнення
кормозбиральних комбайнів»**

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Освітня програма «Агроінженерія»
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна
(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

доктор технічних наук, професор
(науковий ступінь та вчене звання) _____
(підпис)

Братішко Вячеслав Вячеславович
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

д.т.н., проф. каф.
(науковий ступінь та вчене звання) _____
(підпис)

Ганженко Олександр Миколайович
(ПІБ)

Виконав

(підпис) (ПІБ)

Котляр Володимир Ігорович

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

д.т.н., проф. Іван РОГОВСЬКИЙ
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ПІБ)

« ____ » _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ
Котляру Володимирру Ігоровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Освітня програма «Агроінженерія»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Удосконалення експлуатаційних показників системи подрібнення кормозбиральних комбайнів

затверджена наказом ректора НУБіП України від «07» грудня 2023 р. № 2223 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру _____

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Науково – технічна література по Удосконалення експлуатаційних показників системи подрібнення кормозбиральних комбайнів;

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз сучасних систем подрібнення маси кормозбиральних машин та комбайнів

2. Аналітичне обґрунтування раціональних параметрів подрібнювально-плющильного апарату кормозбирального комбайна

3. Результати дослідження подрібнювального апарату кормозбирального комбайна

4. Методика проведення та результати дослідження

Перелік графічного матеріалу Електронна презентація на 17 слайдах

Дата видачі завдання «10» листопада 2023 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____

(підпис)

Ганженко О.М.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

Котляр В.І.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Котляр Володимир Ігорович. «Удосконалення експлуатаційних показників системи подрібнення кормозбиральних комбайнів». -

Магістерська кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістр за спеціальністю 208 «Агроінженерія» - НУБіП, Київ, 2024 р.

В роботі викладені основні вимоги до сучасних кормозбиральних комбайнів, проведено аналіз конструкцій та технологічного процесу різання та подрібнення суміші корму. Встановлено основні переваги та недоліки систем подрібнення матеріалу. Під час виконання досліджень дана класифікація подрібнювальних апаратів, проведено аналітичне обґрунтування параметрів системи фрикційно-подрібнювальних вальців, в залежності від кінематичних показників її роботи.

Узгоджено теоретичні передумови проектування конструкційних параметрів плющильно-подрібнювального апарату для приготування силосів та сінажів із бобовозлакових та технічних культур. Запропоновано удосконалену конструкцію системи плющильно-вальцевого подрібнення, проведено динамічний аналіз режимів роботи на якість виконання з метою максимального збереження крохмалю.

В процесі дослідження технологічного процесу було змодельовано динамічну модель плющильно-подрібнювального апарату для кормозбирального комбайну. Отримано математичні моделі, які описують досліджувані процеси та графічні залежності впливу конструкційних параметрів на якісні технологічні показники роботи апарату подрібнення.

Ключові слова: кормозбиральний комбайн, подрібнювальний апарат, плющильно-подрібнювальні вальці, імітаційна модель, технологічні показники.

ЗМІСТ

ВСТУП.	5
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СУЧАСНИХ СИСТЕМ ПОДРІБНЕННЯ МАСИ КОРМОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН ТА КОМБАЙНІВ	
1.1. Огляд конструкцій подрібнювальних апаратів кормозбиральних машин	
1.2. Аналіз подрібнювальних апаратів зернової частини кормозбиральних комбайнів	
1.3. Агротехнічні вимоги до машин для заготівлі кормів	
1.4. Огляд конструкційних схем різальних апаратів	
Висновки до розділу 1.....	13
РОЗДІЛ 2. АНАЛІТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОДРІБНЮВАЛЬНО-ПЛЮЩИЛЬНОГО АПАРАТУ КОРМОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА	
2.1. Моделювання робочого процесу подрібнювально-плющильних вальців кормозбиральних комбайнів.	14
2.2. Теоретичні передумови плющильних апаратів кормозбиральних комбайнів.	18
2.3. Визначення продуктивності вальцевого подрібнювального апарата...	20
Висновки до розділу 2.....	23
РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОДРІБНЮВАЛЬНОГО АПАРАТА КОРМОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА	
3.1. Вплив довжини різання матеріалу на подрібнення маси	24
Висновки до розділу 3.....	27
РОЗДІЛ 4. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ	
4.1. Методика проведення досліджень	
4.2. Результати досліджень	
ВИСНОВКИ	
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	

ВСТУП

Актуальність теми. Основний обсяг кормів, що закладається, здійснюється кормозбиральними комбайнами. Самохідний кормозбиральний комбайн є досить складною мобільною сільськогосподарською машиною, яка в технологічному процесі послідовно здійснює операції скошування, різання, подрібнення та навантаження подрібненої рослинної маси в транспортний засіб. Створення сучасного високопродуктивного кормозбирального комбайна пред'являє спеціальні вимоги до надійності виконання ним технологічного процесу, оскільки, невірбничі простої через поломки, забивання робочих органів призводять до зменшення їх експлуатаційної продуктивності до 20%, а недостатня надійність технологічного процесу - до зниження якості кормів, що заготовлюється. Тому, подальший розвиток та удосконалення робочих органів, як основних та найбільш енергоємних з них - подрібнювальних апаратів різних типів, методами комп'ютерного моделювання технологічних операцій, створення алгоритмів та сучасних методик дослідження їх роботи та розрахунку параметрів, є актуальною технічною задачею.

Метою роботи є: проектування, обґрунтування та розрахунок плющильно-подрібнювального апарату системи різання кормозбиральних комбайнів.

Щоб досягнути поставленої мети потрібно вирішити наступні задачі:

1. Виконати аналіз сучасних систем подрібнення маси кормозбиральних машин та комбайнів
2. Провести синтез та обґрунтування раціональних параметрів системи різання рослин та подрібнювально-плющильного апарату зернової частини корму.
3. Провести дослідження технологічного процесу подрібнення стебел рослин, за допомогою імітаційної моделі системи та встановити вплив конструкційних параметрів на технологічні показники роботи подрібнювального апарату кормозбирального комбайна.

Об'єкт дослідження – технологічний процес подрібнення маси корму.

Предмет дослідження – вплив зміни конструкційних параметрів на технологічні показники роботи подрібнювального апарату кормозбирального комбайна та взаємозв'язок їх з якісними показниками роботи.

Методи виконання роботи. Робота виконувалась з використання теорії

різання сільськогосподарських матеріалів, розрахунку конструкційних параметрів машин, застосовувались алгоритми та комп'ютерні моделі, а також методики розрахунків, на основі яких досліджено подрібнювальні апарати кормозбиральних комбайнів.

Структура та обсяг роботи. Магістерська кваліфікаційна робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 17 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 31 сторінка рукописного тексту, 18 рисунків.

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ СУЧАСНИХ СИСТЕМ ПОДРІБНЕННЯ МАСИ КОРМОЗБИРАЛЬНИХ МАШИН ТА КОМБАЙНІВ

1.1. Огляд конструкцій подрібнювальних апаратів кормозбиральних машин

Вітчизняне сільськогосподарське машинобудування випускає кормозбиральні машини низької потужності (до 120 кВт) та середньопотужні (120-180 кВт) марок КПФ-30, КПИ-Ф-2,4А, КРП-Ф-2, виробництва «БІЛОЦЕРКІВМАЗ» м. Біла Церква, машина ККЗ-150 «Олімп» та КЗК-4,2 ВАТ «Борекс» с.м.т Березянка Київська область. Основна маса сучасних високопродуктивних машин це імпортовані зарубіжні кормозбиральні комбайни потужністю від 300 до 650 кВт виробництва Євросоюзу, як (Krone, Claas), Сполучені Штати Америки, такі як (John Deere, New Holland) [1].

Основним робочим органом кормозбирального комбайна є різальний апарат та подрібнювальний пристрій маси кормів. Конструкція виконання даної системи приготування кормів визначає технологічно-компоновочну схему машини і розміщення його агрегатів.

У кормозбиральних комбайнах застосовують два види апаратів точного різання – барабанний і дисковий. Енергія різального пристрою використовується для подачі маси в силосопровід. Основна кількість сучасних самохідних кормозбиральних машин, обладнана барабанною подрібнювальною системою, яка складається із різального барабану, замкнутого корпусом, подавально-притискні вальці, плющильно-подрібнювальний пристрій зернової частини кормів. Різальний апарат включає в себе барабан циліндричної форми, із встановленими в ньому дисками, до яких кріпляться ножі (рис. 1.1.). ножі на барабані можуть встановлюватись в різному порядку лінійно або під кутом, так зване V-подібне розташування, під кутом до твірної циліндра [3, с. 170].

Майже всі різальні апарати мають автоматичну систему загострення ножів та сервогідропривід зміни зазору між ножами і протирізальною пластиною.

В основному різальні барабанні апарати (рис. 1.1.) кормозбиральних машин закритого та відкритого виконання (John Deere, Claas, Krone, New Holland, та ін.) виготовляються двох або чотирьох секційні з V-подібним розташування ножів, що

забезпечує енергоефективне різання ковзанням і високу ступінь подрібнення і являться динамічно врівноваженим способом подрібнення. При такому способі різання, маса концентрується по центру барабана, що забезпечує формування потоку маси, пониження сили тертя по внутрішнім поверхням трубопроводу та зменшення витрат енергії на переміщення.



Krone, BIG X 500, 650, 800, 1000



Claas, "Jaguar" V-Max серії 930-98



John Deere, Dura-Drum



New Holland серії FR 9000

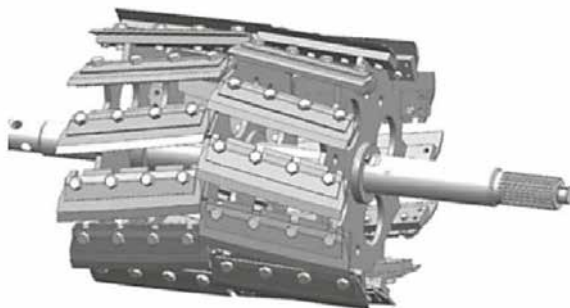


Рис. 1.1. Загальний вид різальних барабанів різних виробників кормозбиральних машин

Барабани закритого типу мають більшу жорсткість, тому більшість виробників кормозбиральних комбайнів переформатувались на дану конструкцію. Основною перевагою барабанних різальних апаратів є значний момент інерції тіла, що призводить до стійкої роботи та зростання продуктивності системи.

До недоліків барабанних систем подрібнення можна віднести високу споживану потужність для різання та створення потужного повітряного потоку для

транспортування маси.

Поряд з барабанними різальними апаратами машинобудівники виготовляють і дискові різальні апарати (рис. 1.2.). Апарати такого типу встановлюють, в основному, на причіпні і напівпричіпні кормозбиральні машини. Такі машини виготовляються виробниками КДП-3000 виробництва «Гомсільмаш», «Champion», Кемпер, КПі – 2,4 та іншими. Дисковий апарат має наступну будову: диск закріпленими ножами, завантажувальної камери і циліндричного корпусу з вивантажувальною камерою. Форма ножів виготовляється прямолінійно і встановлюються радіально або під кутом відносно радіальної лінії в одному або зворотньому напрямку. Біля ножів на диску встановлюються радіальні лопаті для надання кінетичної енергії подрібненій масі.

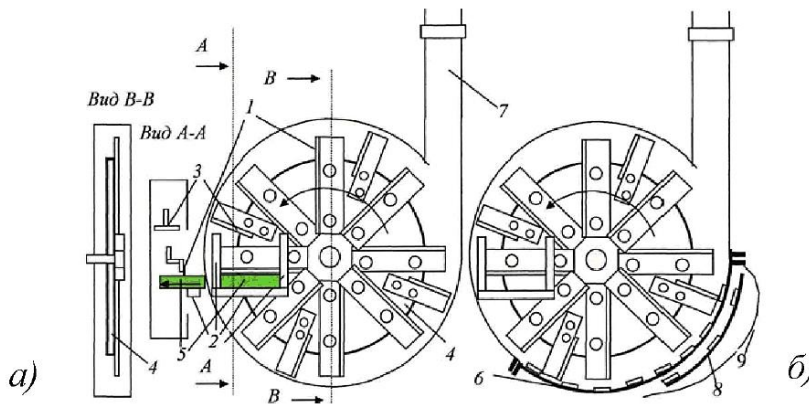


Рис. 1.2. Дисковий різальний апарат з гладенькою (а) та решітчастою (б) декою:

1 - ніж; 2 - протирізальна пластина; 3 - транспортувальна лопать; 4 - диск; 5 - сформований потік стебл; 6 - решітчаста дека; 7 - силосопровід; 8 - дека; 9 - кожух

Робочий діаметр диска різального апарату регулюється в межах 670...1200 мм, по торцях ножів. Колова швидкість обертання сягає $V_k = 30 \dots 50$ м/с, мінімальна швидкість різання становить $V_{min} = 18 \dots 22$ м/с.

Дискові різальні апарати мають ряд недоліків, до яких можна віднести не велика ширина потоку маси стебел, що зумовлено невеликим радіусом різання. Це обмеження не дозволяє досягти високої продуктивності апарату, а також виникає незрівноважене навантаження на підшипники валу дискового апарату. Основним недоліком плоского ножа є високі енергетичні показники його роботи, і як наслідок перевантаження вузла підшипників валу. Але, в основному встановлюються саме плоскі ножі, виходячи з умови простоти їх конструкції.

Поряд з розповсюдженими барабанними та дисковими різальними апаратами рідше використовуються роторний тип апарату, який має наступну будову: ротор з горизонтальною віссю обертання, на якому шарнірно встановлено ножі в комбінації з лопатями для створення потоку маси та протиризальна пластина і корпуса з вивантажувальним патрубком (рис. 1.3.).

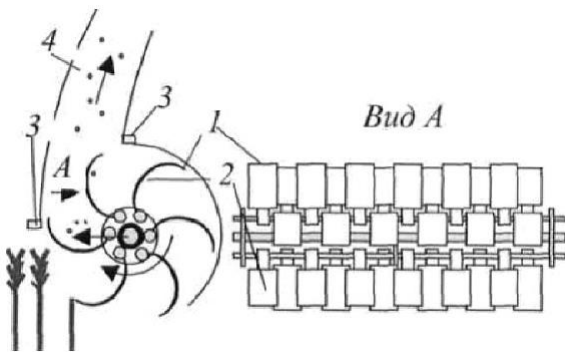


Рис. 1.3. Роторний різальний апарат

1 - ніж; 2 - лопать ножа; 3 - протиризальна пластина; 4 - вивантажувальна камера.

Даний подрібнювальний апарат має діапазон регулювань по діаметру від 550 до 850 мм та довжини до 2000 мм. Ротор має діапазон частот в межах 1000 до 1500 хв^{-1} , колову швидкість ножів $V_k = 30$ до 62 м/с. різальні крайки ножів встановлені аксіально осі обертання ротора, що створює різання маси рубанням.

Слід відмітити, що перевага в простоті конструкції та невибагливість і надійність, основними недоліками такого апарату є висока енергоємність, низька продуктивність та різання стебел розривом, що не дозволяє отримати фракцію однакової довжини [3, 4].

1.2. Аналіз подрібнювальних апаратів зернової частини кормозбиральних комбайнів

Успіх підприємства безпосередньо залежить від якості заготовленого подрібненого силосу. Сучасні комбайни обладнані подрібнюючою системою або дробаркою зерна CORN CRACKER (рис. 1.4.) машини CLAAS JAGUAR яка відносяться до найефективнішої системи, пропонованої нині на світовому ринку. Завдяки їй можна досягти найвищої якості кормів, що повністю задовольнить виробників – при збиранні кукурудзи та інших культур за допомогою системи подрібнення маси CORN CRACKER. Кукурудзяний силос - найважливіший різновид

основного корму. Для підготовки оптимального корму зерна кукурудзи мають бути подрібнені. Подрібнювач CORN CRACKER в комбайні JAGUAR має пилкоподібний зубчастий профіль із зустрічним рухом (на вибір 80, 100 або 125 зубів по колу вальця). Різна швидкість обертання обох вальців і зазор між ними зручно регулюється з кабіни водія або гідромеханічним приводом безпосередньо на дробарці CORN CRACKER [5]



Рис. 1.4. Подрібнююча система CORN CRACKER комбайна CLAAS JAGUAR

На (рис. 1.5.) показано систему подрібнювального апарата кормозбирального комбайна KRONE BIG X 1180.

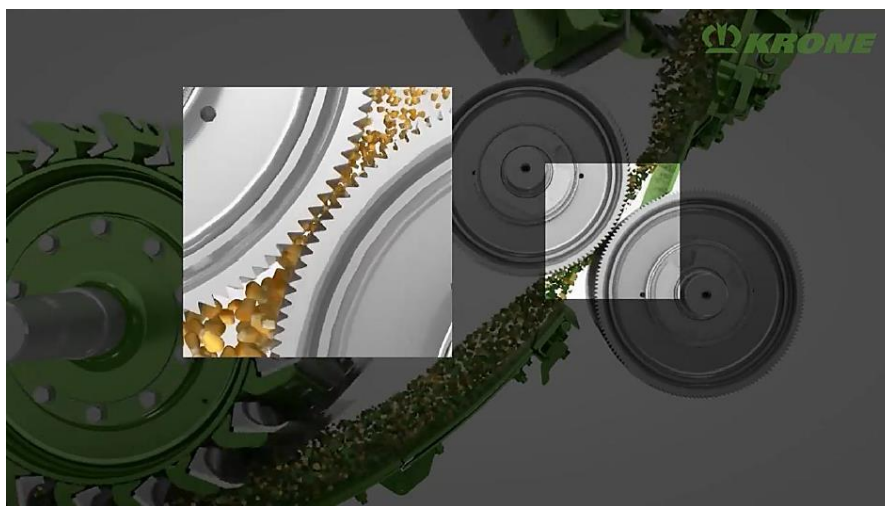


Рис. 1.5. Подрібнювальний апарат кормозбирального комбайна KRONE BIG X 1180.

З рисунка видно, що робочі органи даного апарату подібні до апарату фірми КЛААС, а це підтверджує одноманітність та необхідність в розробці нових більш ефективних пристроїв для подрібнення зернової частини силосної маси.

Пристрій доподрібнювальний (рис. 1.6, а) комплекс кормозбираний високовиробничий КВК-800 «ПОЛІССЯ-800» виробництва Білорусь, призначений для дроблення та плющення зерен кукурудзи у фазі воскової або повної стиглості

зерна. Руйнування зерен здійснюється за допомогою двох рифлених вальців 14, 21, що обертаються з різною частотою, на 20%. На заводі між вальцями виставлено мінімальний зазор 1...2 мм. Мінімальний зазор фіксується упором 27 і 26 контргайкою на тязі 20 пружини. Щоб уникнути аварійної поломки, мінімальний зазор змінювати не рекомендується. Робочий зазор між вальцями становить від 1,5 до 6 мм. Регулювання зазору гідросистемою (рис. 1.6,б).

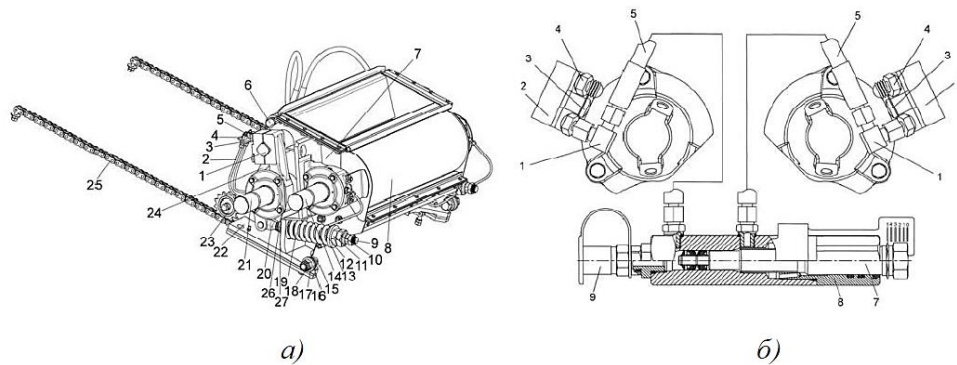


Рис. 1.6. Пристрій доподрібнюючий (а) з гідросистемою регулювання зазору(б):

а) 1 - вал; 2 - трубка; 3, 11, 17 - гайки; 4 - штуцер; 5 - маслянка; 6 - гідросистема регулювання зазору; 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; б) 1 - косинець; 2,6 - штовхачі; 3 - поршень; 4 - клапан перепускний; 5 - рукав; 7 - шток; 8 - циліндр; 9 - напівмуфта

Висновки до розділу 1

Проведено аналіз конструкцій відомих подрібнювальних апаратів сучасних кормозбиральних машин, зокрема барабанного, дискового та роторного типу, дозволяє зробити висновок, що зусилля і енергоефективність різання матеріалу, доцільно виконувати апаратами з косим ударом та V-подібними ножами. Компоновки різальних систем, які мають барабанний різальний тип подрібнювача, в парі з вальцевим подрібнювачем зернової частини культур підвищує якість заготовки кормів. Даний технологічний процес подрібнення стеблової маси і аналогічна компоновка подрібнювального пристрою були прийняті у якості моделі удосконалення та предмета досліджень. Запропонована проектна модель пристрою може бути застосована за встановлення раціональних конструкційних параметрів і

режимів роботи подрібнювального апарату системи.

Для заготівлі кормів широко використовують трав'янисті рослини (кормові трави) у вигляді сіна, силосу, сінажу, свіжого зеленого корму, трав'яного борошна, трав'яної пасти та іноді зерна. Отже, без належного рівня механізації технологічних процесів при заготівлі кормів не можна своєчасно і якісно виконати потрібні обсяги робіт. Залежно від природно- кліматичних зон і господарських умов застосовують різні технології заготівлі кормів. Вибираючи їх, слід враховувати умови збирання, врожайність, площі масивів, вид і поголів'я тварин та інші чинники [9].

У сучасному сільськогосподарському виробництві застосовують такі технології заготівлі трав і силосних культур:

1. Заготівля розсипного сіна. Цей спосіб передбачає: скошування трав, сушіння в покосах, ворушіння, згрібання сіна у валки, перевертання валків, підбирання валків з утворенням копиць, підбирання копиць і транспортування до місць скиртування, укладання сіна у скирти. Такий спосіб неекономічний, оскільки не дає змоги одержати сіно високої якості.

Для реалізації технології розсипного сіна фірма SIP Strojna Industrija. пропонує косарку навісну барабанну DRUMCUT 275, зворушувач - спушувач SPIDER400 HGP, валкоутворювач STAR360/10, причіп-підбирач SENATOR289 (рис.).

Косарка навісна барабанна DRUMCUT 275 складається із механізму приводу, балки, механізму навіски, гідросистеми, ріжучого апарату, захисного кожуха, механічної розвантажувальної системи, пружинного запобіжника та стійки.

Ріжучий апарат оснащений чотирма барабанами, на яких встановлено ножі пластинчастого типу. Копіювання поверхні ґрунту ріжучим апаратом здійснюється за допомогою тарілок. Робочі органи косарки приводяться у рух від ВВП трактора через карданний вал, клинопасову та зубчасту передачі.



Рисунок 1.7. Комплекс машин для заготівлі розсипного сіна фірми SIP Strojna Industrija.

Під час руху косарки полем зрізання стебел рослин здійснюється за допомогою пластинчастих ножів, шарнірно встановлених на барабанах, які обертаються на зустріч один одному. Ножі зрізують стебла трави за принципом безпідпорного зрізу, підхоплюють їх і виносять із зони різання. Зрізана маса переміщується над дисками барабанів.

Траєкторії руху ножів взаємно перекриваються, завдяки чому утворюється якісний прокіс.

Під час роботи косарки скошена трава відцентровою силою обертання барабанів укладається у покіс і звільняє місце для коліс трактора для наступного проходу.

Косарка агрегатується із трактором МТЗ-82. Робоча ширина захвату її 2,72 м. Робоча швидкість руху агрегату - 11,2 км/год., продуктивність за годину змінного часу - 2,31 га/ год. Пітома витрата палива за змінним часом - 3,58 кг/га. Середня висота зрізу - 4,0 см.

Для розпушування сіна у валках застосовувався зворушувач-спушувач SPIDER400 HGP, який складається із рами, опорних коліс, триточкової навіски, роторів, механізму приводу, передньої та задньої стоянкових стійок, гідросистеми та електричної системи.

Зворушувач сконструйований так, що кожна консоль за допомогою опорного колеса підлаштовується до рельєфу поверхні, що забезпечує чисте і поступове піднімання трави на всій ширині захвату.

На зворушувачі змонтовано чотири ротори, до кожного з яких за допомогою кріпильних болтів та стрілок кріпиться по шість граблін.

Привід роторів здійснюється від ВВП трактора через карданний вал, центральний редуктор, карданну передачу та багатопальцеву муфту.

Для копіювання поверхні поля під час роботи та установки в від'єднаному положенні зворушувач обладнаний опорними колесами.

Він може виконувати наступні технологічні операції: спусування покосів та сформованих рядів; перевертання покосів; перекидання або спусування із переміщенням.

Зворушувач працює за принципом обертання пружинних пальців, закріплених на консолях роторів. По два нахилених вперед ротори обертаються у протилежних напрямках, завдяки чому пружинні пальці спереду захоплюють покіс, перевертають та розкидають.

2. Заготівля пресованого сіна. Цей спосіб прогресивніший. Траву після скошування, сушіння і згрібання у валки підбирають з одночасним пресуванням у паки, або рулони. Збирають і пресують сіно при вологості не більше 25%. Залежно від умов паки досушують у полі або підбирають безпосередньо у транспортні засоби, перевозять до місць зберігання і досушують у штабелях активним вентиляванням. З техніки, представленої на випробування, можна сформувати декілька комплексів машин для заготівлі сіна за різними технологіями. Наприклад, лінійка сінозаготівельної техніки для технології пресованого сіна фірми KUHN може складатися із косарки-плющилки дискової FC303 RGC, ворушилки GF 642, граблів-валкоутворювачів роторних GA 4121 GM, прес-підбирача рулонного VB2160 (рис. 1.8).



Рис. 1.8 Комплекс машин для заготівлі пресованого сіна фірми KUHN.

Косарка-плющилка дискова FC303 RGC призначена для скошування сіяних і природних трав з їх одночасним плющенням та укладанням скошеної маси у валки.

Агрегується з тракторами потужністю 80 к. с. із частотою обертання ВВП 1000 об./хв. Косарка приєднується до заднього навісного тягово-зчіпного пристрою енергозасобу за допомогою сніці. На ній розміщена поворотна двоточкова зчіпка та редуктор марки GIRODYNE, що забезпечує необмежену рухливість передньої частини сніці і виконує функцію прийому потужності від ВВП трактора та передачі її до робочих органів косарки-плющилки.

Різальний апарат ротаційного типу. Для копіювання поверхні ґрунту він з'єднаний із несучою рамою за допомогою тяг, які утворюють «плавальний» паралелограм. Дві натяжні пружини з'єднані з рамою і дозволяють регулювати тиск різального апарату на ґрунт. Висота зрізу регулюється за допомогою гвинтового механізму зі шкалою.

Плющильний механізм шевронно-вальцевого типу налагоджується на відповідний режим, залежно від травостою, культури та призначення корму.

Переведення косарки-плющилки з транспортного положення у робоче виконується за допомогою трьох гідроциліндрів.

Під час руху косарки-плющилки полем зрізання стебел рослин здійснюється за допомогою пластинчастих ножів, шарнірно встановлених на роторах, які обертаються на зустріч один одному. Частота обертання дисків різального апарату становить 2610 об./хв. Ножі зрізують стебла трави за принципом укісного зрізу, підхоплюють їх і виносять із зони різання. Зрізана маса переміщується над дисками роторів. Траєкторії руху ножів взаємно перекриваються, завдяки чому утворюється якісний прокіс.

Скошена трава відцентровою силою обертання роторів подається у зону роботи плющильного механізму, де стебла рослин переламуються і розщемлюються. Далі скошена і розплющена маса, за допомогою валкоутворювача, може вкладатися у правий, лівий боки або посередині косарки.

Особливістю конструкції косарки-плющилки FC303 RGC є можливість її переведення у праву або в ліву сторони від енергозасобу за допомогою гідроциліндра управління, що дозволяє проводити скошування трав човниковим способом.

Під час випробувань косарка-плющилка виконувала технологічний процес на робочій швидкості 8,8 км/год., робоча ширина захвату - 2,96 м. Продуктивність роботи за годину змінного часу - 1,89 га/ год.

Середня висота зрізу трави становила 5,3 см, коефіцієнт варіації висоти зрізу сягав 16,7%. Втрат трави не виявлено. Висота утвореного валка - 42 см, щільність його - 13,9 кг/м³. Повнота плющення становить 63%, у тому числі: вміст повністю розплющеної маси - 35%, розплющеної на ½ довжини стебла -56%, нерозплющені рослини - 9%.

Для забезпечення просушування у короткий період можна застосовувати ворушилки GF-642 і граблі-валкоутворювачі роторні GA 4121 GM.

Ворушилка GF-642 проводить спусування, ворущіння і розкидання скошених трав і сіна, а також формування трьох невеликих валків. Вона агрегується з тракторами потужністю не менше 22 кВт.

Ворущіння трави виконується роторами, які складаються із редуктора, граблін, опорних коліс на пневматичних шинах і механізмів регулювання кута розкидання. На кожному роторі встановлено по 6 граблін. Для копіювання поверхні поля під час роботи та установки у від'єднаному положенні зворушувач обладнаний опорними колесами. Механізм приводу роторів складається із конічного редуктора DUPLEX, карданної передачі, шести редукторів роторів і трьох муфт DIGIDRIVE (рис.1.9.).

Переставлянням карданного валу на різні хвостовики редуктора DUPLEX забезпечується робота ворушилки в різних режимах (режим формування 3 валків; режим їх розкидання або ворошіння сіна по всій ширині захвату).

Робоча швидкість руху ворушилки в агрегаті з енергозасобом під час виконання технологічного процесу - 10,3 км/год., робоча ширина захвату - 6,4 м, продуктивність за годину змінного часу - 4,44 га. Питомі енерговитрати - 4,8 кВт год./га, а питома витрата палива за змінним часом -1,52 кг/га.



Рис.1.9. Робочий процес ворушилок

Ширина валка при ворушінні становила 650 см, висота 40 см, нерівномірність за шириною валка 1,1%, коефіцієнт спушеності сіна після ворушіння 0,72, забрудненість маси землею не спостерігалася.

Валкоукладач роторний GA 7501 здійснює згрібання свіжоскошеної, пров'яленої трави, сіна та соломи та формує валок праворуч у напрямку руху.

Він складається з таких основних частин: рами, опорних коліс, транспортних коліс навіски, роторів, механізму приводу, гідросистеми, захисних дуг, валкоутворюючого екрану та пульта управління.

В передній частині рами кріпиться навіска, яка служить для приєднання валкоутворювача до трактора. До задньої частини приєднано транспортний хід. В середній встановлено механізм кріплення роторів.

Формування валків здійснюється внаслідок обертання двох роторів, до яких прикріплено по 10 граблин із механізмом регулювання висоти зубів відносно поверхні ґрунту. Ротор включає у себе герметично закриту головку, в якій у масляній ванні пересуваються напрямні ролики граблин, коробку передач, яка приводиться у дію від ВВП трактора за допомогою карданного вала приводу.

Для копіювання поверхні поля під час роботи та для установки в від'єднаному положенні валкоутворювач обладнаний опорними колесами.

Валкоукладач в агрегаті з трактором виконував технологічний процес із робочою швидкістю 10,2 км/год. Ширина захвату валкоутворювача - 7,2 м. Ширина

валка становить 165 см, висота - 47 см, щільність - 7,9 кг/м³, втрати врожаю - 0,4%, забрудненість маси землею - немає.

Продуктивність за годину змінного часу - 5,43 га. Питомі енерговитрати - 5,5 кВт год./га. Питома витрата палива за змінним часом - 3,15 кг/га.

Прес-підбирач рулонний KUHN FB119 призначений для підбирання валків сіна природних і сіяних трав або соломи, пресування у рулони з наступним їх обв'язуванням шпагатом або сіткою.

Несучим елементом прес-підбирача є рама, до якої кріпляться основні складальні одиниці: сниця, привід (карданний вал і конічний редуктор), підбиральний пристрій, камера пресування із пресуювальними вальцями, шасі з ходовими колесами, механізм обв'язування рулона, ланцюгові передачі з системою мащення, гідросистема, електрообладнання. Прес- підбирач укомплектований системою управління AutoPlus-Pilotbox із графічним дисплеєм.

Привід робочих органів прес-підбирача здійснюється від ВВП трактора з частотою обертання 540 об./хв. Підбираючий пристрій і пресуючі вальці приводяться у дію через ланцюгові, а механізм обв'язування - через клинопасові передачі.

Підбираючий пристрій задньою частиною шарнірно прикріплений до рами прес-підбирача, а передньою - опирається на два опорні колеса, що встановлені шарнірно на осях. Він оснащений пружинними пальцями, розміщеними в чотири ряди.

Камера пресування циліндричної форми, складається з боковин, виготовлених із листової сталі, люка і пресувальних вальців. По мірі наповнення її вальці втискаються у рулон, що дозволяє досягти високої щільності рулона.

Регулювання ступеня пресування технологічного матеріалу в камері здійснюється за допомогою регулятора. Для запобігання проковзування вальців по поверхні рулона центральний валець має зірчоподібний профіль.

3. Збирання трав і силосних культур із подрібненням. Силос, сінаж і трав'яне борошно готують із подрібнених рослин. Для отримання силосу скошену й подрібнену зелену масу закладають у траншеї або силосні башти, де її перед герметизацією ущільнюють [9].

Технологія приготування сінажу передбачає закладання пров'яленої до 50...55% та подрібненої до 3 см маси в башти або інші герметизовані споруди.

Трав'яне борошно одержують також із подрібнених до 3 см рослин, висушених до вологості 8...12% у високотемпературних сушарках. Після розмелювання масу гранулюють або зберігають у розсипному вигляді (сінне, вітамінне борошно).

Виконання технологічних операцій повинно супроводжуватись ретельним регулюванням машин на оптимальний режим роботи. Висота зрізу має бути такою, щоб природні та сіяні багаторічні трави скошувались трохи вище кореневої шийки. При більш низькому зрізі трави погано відростають, а високий зріз призводить до втрат врожаю.

Машини для заготівлі кормів можна поділити на дві основні групи: для заготівлі трав на сіно і сінаж та для заготівлі силосу і свіжої подрібненої зеленої маси.

Класифікують їх за такими ознаками:

- за способом агрегування - причіпні, начіпні, напівначіпні та самохідні;
- за типом різального чи подрібнювального апарата - сегментно-пальцьові, дискові, ротаційні та барабанні;
- за кількістю різальних апаратів -одно-, дво-, три-та багатобрусні;
- за формуванням зрізаної маси - покісні та порційні.

Залежно від технології заготівлі кормів використовують певний комплекс кормозбиральних машин.

Під час заготівлі трав на сіно застосовують косарки, ворушилки, граблі, підбирачі-копнувачі, прес-підбирачі, волокуші, копицевози, скиртокладки, скиртоутворювачі, пакопідбирачі, стаціонарні преси, вентилявані сіноховища тощо. Комплекс машин для збирання трав на сінаж складається з косарок-плющилок, підбирачів-подрібнювачів- навантажувачів, транспортних візків і пневматичних транспортерів [11].

Для подрібнення зеленої маси, яка використовується для згодовування тваринам без зберігання та заготівлі силосу на зимовий період, застосовують косарки-подрібнювачі, підбирачі-подрібнювачі, косарки-плющилки, силосозбиральні та кормозбиральні комбайни і комплекси.

1.3. Агротехнічні вимоги до машин для заготівлі кормів

Під час виконання кожної із технологічних операцій необхідно дотримуватись встановлених агротехнічних вимог до їх виконання. За даними наукових установ встановлено, що близько 25% поживних речовин у сніні втрачається через порушення вимог до виконання технологічних операцій

Враховуючи стислі терміни заготівлі сїна, технічні засоби для сїнозаготівлі повинні мати високі показники якості, продуктивності виконання технологічних операцій та високу технічну надійність і забезпечувати безвідмовність роботи протягом агросезону.

Перший укіс бобових трав починати в стадії бутонізації, лучних –на початку цвітіння, а злакових - при появі колосків. Косовицю проводити протягом 5...7 днів, а на низинних луках, плавнях і болотах - 7...10 днів.

Під час косіння забезпечувати оптимальну висоту зрізу: для природних трав у степовій зоні - 4,0...4,5 см, а в лісолуковій і лісостеповій зонах - 5...6 см. Отаву осіннього укусу зрізати на висоту 6...7 см, а сїяні багаторічні трави - 7...9 см. Відхилення від висоти зрізу - не більше 0,5 мм. Втрати трави не повинні перевищувати 2%. Сїнозбиральні машини не повинні надмірно ворушити, перетрушувати і засмічувати сїно. Збирати сїно у розсипному вигляді потрібно при вологості 16-18%, а при пресуванні - до 25%. У пересохлому сїні обламується багато листя, а у вологому- розвиваються мікроорганізми, які руйнують поживні речовини. Вологість пров'яленої трави при заготівлі сїнажу має бути в межах 45-55%, а довжина подрібненої маси –20-30 мм. Машини мають забезпечувати укладання трави у прямолінійні рядки або валки, правильне перевертання валків на півоберта для прискорення сушіння нижніх шарів. Втрати зеленої маси при заготівлі сїнажу не повинні перевищувати 0,5%. При заготівлі подрібненого сїна довжина подрібнених частинок має бути 30-50 мм.

Згрібати сїно у валки слід при вологості 18% і нижче, а при використанні активного вентилявання - при 25-30%. Повне збирання сїна провести за 10-15 робочих днів. Робочі органи сїнозбиральних машин не повинні перетирати сїно, оббивати листочки і суцвіття, забруднювати сїно ґрунтом. Втрати сїна при підбиранні з валків з утворенням копиць допускаються не більше 5%, при підбиранні з пресуванням -не більше 2% . Загальні втрати трави при косінні з подрібненням повинні бути не більше 8%. Виконання технологічних операцій

повинне супроводжуватись ретельним регулюванням машин на оптимальні режими їх роботи.

1.4. Огляд конструкційних схем різальних апаратів

Різальні апарати косарок призначені для скошування природних або сіяних трав, за принципом роботи їх поділяють на апарати підпірного і безпідпірного зрізування. В дію різальні апарати приводяться від вала відбору потужності трактора або можуть мати індивідуальний гідро - або електропривід. Залежно від технологічного процесу косарки можуть обладнуватися додатково плющильним або подрібнювальним апаратами. Пристрої, які призначені для скошування рослинної маси з кореня, називають різальними апаратами, а ті, які перерізають зрізану рослинну масу на частинки (різку), - подрібнювальними.

Різальними апаратами обладнують косарки для скошування трав, валкові жатки і жатки зернозбиральних комбайнів для скошування зернових культур, жатки кормозбиральних комбайнів для скошування трав і грубостеблових культур, жатки кукурудзозбиральних комбайнів, а також косарки-подрібнювачі для заготівлі зеленого корму.

Класифікацію різальних апаратів наведено на (рис.1.10.), а їхні схеми і робочі елементи - на (рис. 1.11.).

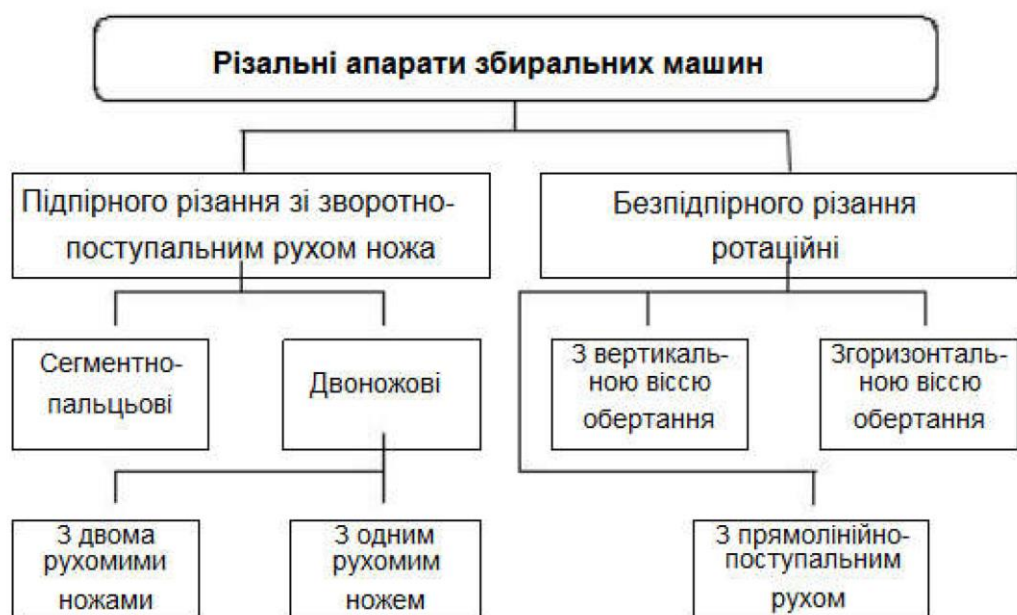


Рис. 1.10. Класифікація різальних апаратів

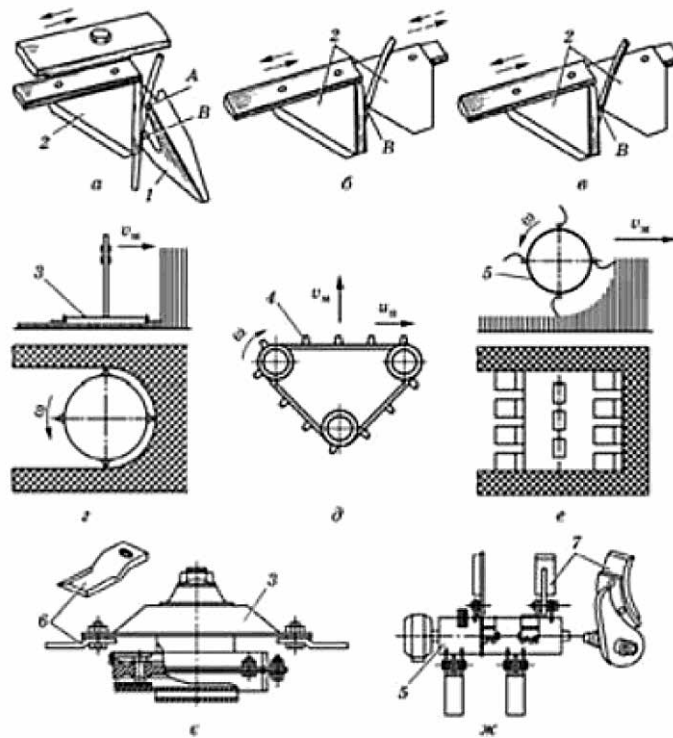


Рис. 1.11. Конструкційні схеми різальних апаратів: а) сегментно - пальцевий; б) двоножовий з двома рухомими ножами; в) двоножовий з одним рухомим ножом; г) ротаційний з вертикальною віссю обертання ротора; д) ротаційний з прямолінійно-поступальним рухом ножів; е) ротаційний з горизонтальною віссю обертання ротора; е) ротор ротаційної косарки; ж) ротор косарки-подрібнювача; А і В - точки опори стебла; 1 - палець з пером; 2 - сегмент ножа; 3 - диск з ножами; 4 - пас з ножами; 5 - барабан з ножами; 6 - ніж диска; 7 - ніж барабана.

Параметри, що впливають на різальну здатність ножа

Здатність ножа виконувати свою функцію, тобто поділяти матеріал на частини, передаючи йому через свою різальну частину зусилля, що прикладені до ножа, називають його різальною здатністю.

Різальна здатність ножа тим вища, чим менше зусилля і робота, потрібні для перерізання матеріалу.

На різальну здатність ножа впливають його кут загострення, гострота і стан різальної кромки. У процесі використання ножа його різальна здатність змінюється, оскільки зазначені параметри змінюються внаслідок їх спрацювання.

Елементи і параметри ножа. Незалежно від форми ножа його різальна частина має вигляд двогранного клина (рис. 1.12.).

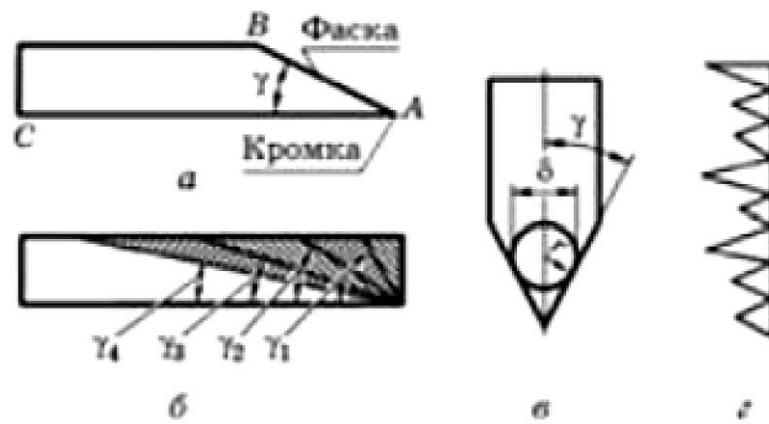


Рис. 1.12.. Елементи і параметри ножа: а, б - кути загострення (γ); в- гострота (δ); г - стан різальної кромки.

Робоча частина ножа має грані АВ і АС, які утворюють кут γ , який називають кутом загострення. Лінію перетину граней називають різальною кромкою. Грань АВ називають ще фаскою. Під гостротою ножа δ розуміють діаметр $2r$ кола, яке можна вписати у фаски (рис. 1.5, в).

При зменшенні кута загострення з γ_1 до γ_4 (рис. 1.5, б) гострота різальної кромки поліпшується, але міцність робочої частини ножа зменшується.

Різальна кромка виготовлена у вигляді мікрозубців (рис. 1.5, г) різної висоти, що утворюються під час загострювання ножа. Якщо заточувальний брусок крупнозернистий, то зубці матимуть більшу висоту, ніж коли брусок дрібнозернистий.

Кут загострення ножа. При переміщенні ножа під кутом загострення γ_1 (рис. 1.6, а) у матеріалі під дією сили P_1 на робочих гранях ножа виникають нормальні реакції N_1 і N_2 та сили тертя $F_1 = f_1N_1$ і $F_2 = f_2N_2$.

Аналогічно відбувається процес, коли ніж з кутом загострення γ_2 переміщується під дією сили P_2 (рис. 1.12, в) у такому самому матеріалі.

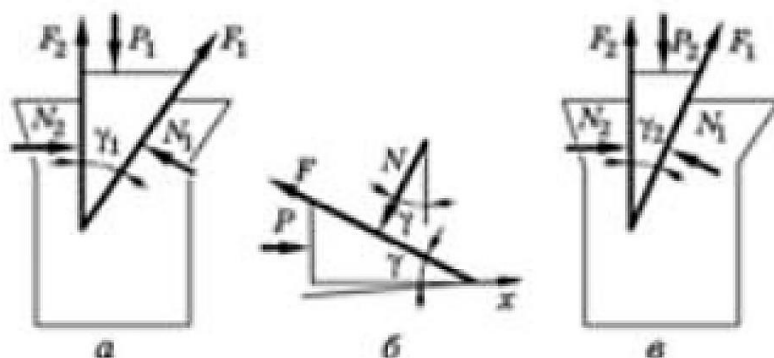


Рис. 1.13 До визначення впливу кута загострення ножа на зусилля перерізання

матеріалу

$$\text{За умови } \gamma_2 < \gamma_1 \text{ сила } P_2 < P_1 \quad (1.1)$$

Зазначену закономірність можна підтвердити також аналітичним способом. Зі збільшенням кута γ зусилля P на перерізання матеріалу зростає. Щоб зменшити P , доцільно зменшувати γ . Проте, з (рис. 1.6, б), зменшувати кут γ безмежно не можна, оскільки зменшується міцність робочої частини ножа.

Кут τ кут ковзання, а відношення швидкості ковзання U_k до нормальної швидкості U_n , тобто $\varepsilon = U_k / U_n = \operatorname{tg} \tau$ - коефіцієнтом ковзання. Отже, щоб підвищити різальну здатність ножа (зменшити зусилля на перерізання матеріалу, не перезаточуючи ніж на менший кут загострення), потрібно збільшувати кут ковзання, тобто кут між нормаллю до різальної кромки і напрямком абсолютної швидкості ножа.

Кромка ножа - поздовжній відрізок круглого циліндра. У поперечному перерізі вона має контур дуги кола радіусом r (рис.1.5, в). Як зазначалося, гострота δ ножа вимірюється подвоєним радіусом кривини кромки, тобто $\delta = 2r$. При різанні з похилом ножа і різанні з ковзанням переріз кромки трансформується так само, як і кут загострення. При цьому вона набуває форму поздовжнього відрізка еліптичного циліндра. Контур цього відрізка має вигляд дуги еліпса радіусом r_1 .

За аналогією з коефіцієнтом трансформації кута загострення коефіцієнт трансформації K_δ гостроти різальної кромки:

$$K_\delta = \frac{\delta - \delta_1}{\delta} = 1 - \cos \tau$$

Так, якщо $\tau = 45^\circ$, то $\delta_1 < \delta$ на 30 %. При максимально доцільному, з погляду кінематичної трансформації кута загострення ножа, коефіцієнті ковзання $\varepsilon = 10$ гострота кромки збільшується приблизно в 10 разів, оскільки цьому коефіцієнту ε відповідає $\cos \tau \approx 1$ і, отже, $\delta_1 = 0,1\delta$. Експериментальні дані засвідчують, що робота і питома робота різання зменшуються приблизно в 2 – 3 рази тільки завдяки підвищенню гостроти кромки в 4 рази (від 200 до 50 мкм). Таким чином, щоб підвищити різальну здатність ножа, не відновлюючи гостроту різальної кромки, доцільно збільшувати кут ковзання.

Як зазначалося (рис. 1.5, г), різальна кромка має вигляд мікрозубців різної висоти. Якщо напрямок абсолютної швидкості U_a ножа збігається з нормаллю n до різальної кромки, або кут похилу α ножа дорівнює 90° (рис.1.9), то мікрозубці

швидко руйнуються, особливо вищі. Це пов'язано з тим, що в цьому випадку мікрозубці працюють на поздовжній згин. Краще мікрозубці працюють на зрізування, оскільки при цьому міцність більша, ніж на поздовжній згин. Ось чому бажано матеріал перерізати з похилом ножа або збільшувати кут ковзання τ .

Отже, щоб підтримувати різальну здатність ножа протягом певного часу, не відновлюючи стану різальної кромки, слід збільшувати кут ковзання τ або зменшувати кут похилу α ножа. При цьому велике значення має також міцність матеріалу, з якого виготовлена робоча частина ножа, його термообробка.

Сегментно-пальцьові різальні апарати відомі з 1800 р., коли англієць Р. Мейєр одержав патент на різальний апарат з прямолінійним зворотно- поступальним рухом ножа, який працював за принципом ножиць.

Сегментно-пальцьові апарати мають такі геометричні і кінематичні параметри (рис. 1.10): t - крок різальної частини (відстань між осьовими лініями сегментів); t_0 - крок протирізальної частини (відстань між осьовими лініями пальців); S - хід ножа (переміщення ножа із одного крайнього положення в інше).

Залежно від співвідношення цих параметрів апарати бувають:

- нормального різання з одинарним ходом ножа;
- нормального різання з подвійним і некрatним ходом ножа;
- низького і середнього різання.

Апарат нормального різання з одинарним ходом ножа характеризується співвідношенням $t = t_0 = S = 76,2$ мм (3") або 90 мм (рис.1.10, а). Апарат з кроком 76,2 мм застосовують у косарках і жатках для скошування трав, зернових культур, а з кроком 90 мм - у жатках для скошування кукурудзи, соняшнику та інших товстостеблових культур.

Апарат нормального різання з подвійним ходом ножа має співвідношення $2t = 2t_0 = S = 152,4$ або 101,6 мм (рис. 1.10,б). Різальний апарат з ходом ножа 152,4 мм використовують у косарках і жатках, а з ходом 101,6 мм - у косарках для трав.

Апарати нормального різання з некрatним ходом ножа характеризується співвідношенням $kt = kt_0 = S$, де $1 < k < 2$, $t = t_0 = 76,2$ мм.

Так, у жатках комбайнів «Дон» $S = 88$ мм, а «Лан» - $S = 84$ мм.

Апарат низького різання має співвідношення $t = 2t_0 = S = 76,2$, або 101,6 мм

(рис. 1.10, в). Такі апарати застосовували в жатках перших причіпних комбайнів (С-1, С-6) [11-13].

Апарат середнього різання характеризується співвідношенням $t = kt_0 = S = 76,2$ або $101,6$ мм, де $1,2 < k < 1,4$ (рис. 5.25, г). Такі апарати застосовують у косарках фірм дальнього зарубіжжя.

Сегменти, протирізальні пластини і пластини тертя різальних апаратів виготовляють із сталі У9А. Різальні елементи сегментів і протирізальних пластин гартують і відпускають до твердості HRC 50-56 на ширину 10...15 мм. Твердість у незагартованій частині не повинна перевищувати HRC 35.

Спинку ножа виготовляють із сталі Ст.5 чи сталі 35, із холодно-тягнутої сталі У9 або 70Г з тимчасовим опором не менше ніж 540 МПа, притискні лапки - із чавуну Л4 33-8 [14, 16].

Оптимальний кут загострення сегментів становить $19...25^\circ$, сегментів, що мають насічку - $23...28^\circ$, а протирізальних пластин $60...90^\circ$. Застосовують сегменти із кутом загострення до 35° . Гострота різальних кромок сегмента $25...30$ мкм.

Скошувати трави можна доти, доки гострота кромки сегмента не досягне 80 мкм, а зернові культури - 120 мкм. Через кожні 3...4 год роботи сегменти слід загострювати. Сегменти з насічкою не загострюють.

Насічка на гранях сегмента запобігає висковзуванню рослин при підведенні їх сегментом до протирізальної пластини. Насічку роблять з кроком в 2 – 3 рази меншим, ніж діаметр стебла. Невиконання такої умови призводить до заклинювання стебел між зубцями насічки. Тому для сегментів жаток крок насічки становить $1,0...1,2$ мм, для косарок - $0,2...0,3$ мм. Насічка з кроком $0,2...0,3$ мм відбувається при заточуванні гладеньких фасок сегмента крупнозернистими абразивними кругами.

Якість роботи сегментно-пальцевого різального апарата значною мірою залежить від зазорів у різальній парі (сегмент — протирізальна пластина).

Рекомендований зазор біля меншої основи сегмента 0,3 мм, біля більшої – до 1 мм. Якщо зазор e (рис. 1.11) великий, то стебла можуть затягуватися в нього. Внаслідок цього різальний апарат забивається і збільшується навантаження на ніж і механізм його приводу.

Ножі збиральних машин приводяться в рух за допомогою кривошипно-

повзучого механізму, механізму коливальної шайби (МКШ), кривошипно-повзучого з коромислом і водилом, планетарного та гідродвигуна зі зворотно- поступальним рухом.

Кривошипно-шатунний механізм (рис. 1.12,а) виконують дезаксіальним, тобто вісь O кривошипа 1 зміщують вище від лінії переміщення ножа 3 на відстань h , що називають дезаксіалом. Дезаксіал $h = (2...3)r$ або $h = (7...8)r$, де r - радіус кривошипа, беруть таким, щоб нижня точка шарніра B була вище від лінії руху ножа. Невиконання цієї умови призводить до намотування стерні на кривошип.

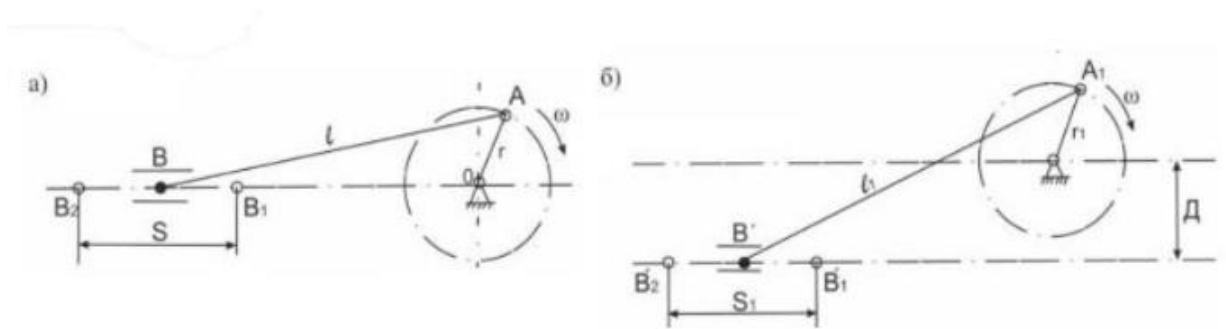


Рис. 1.13. Кривошипно-шатунні механізми аксіального (а) і дезаксіального (б) приводу ріжучого пристрою, де B_1B_2 , B , $B'_1B'_2$, B' - положення ріжучої кромки; S - хід ножа з центром в точці O аксіального приводу, м; l , l_1 - довжини шатуна, м; A , A_1 - положення кривошипа; r , r_1 - радіуси кривошипа, м; ω - кутова швидкість, рад/с; S_1 - хід ножа дезаксіального приводу, м.

Через пружні деформації в елементах пальцевого бруса і зазорів у шарнірах під час роботи шарнір відходить назад. Унаслідок цього ніж і палець кривошипа рухаються в різних площинах, що призводить до виникнення додаткових зусиль у ланках механізму. Тому перед початком роботи польовий кінець пальцевого бруса зміщують уперед по ходу машини. Тоді під час роботи машини під дією опору стеблової маси, що зрізується, пальцевий брус відійде назад, площини руху ножа і пальця кривошипа збіжуться [15, 17].

Дезаксіал h негативно впливає на сили тертя в різальному апараті. Чим більший h , тим більший кут β відхилення шатуна від горизонталі. Щоб зменшити ці сили, шатун має бути завдовжки $l = (15...25)r$.

Кривошипно-повзунний механізм широко застосовують у косарках типу КС-2,1.

Механізм коливальної шайби (рис. 1.13, к) широкопоширений, проте,

недоліком є неефективність роботи на підвищених поступальних швидкостях.

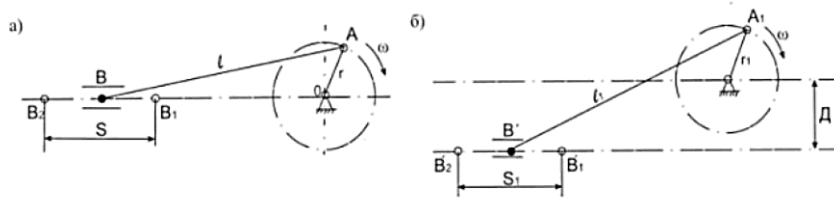


Рисунок 1.13 Кінематичні схеми приводу сегментно-пальцевих ріжучих апаратів косарок: а) дезаксіальний кривошипно-повзунний механізм; б) кривошип, з'єднаний із штоком за допомогою повзуна; в) механізм без проміжної ланки між ножом і штоком; г) кулачковий механізм приводу; д) привод із хитними ріжучими елементами; е) механізм із жорстко закріпленими сегментами на рухомому брусі; ж) механізм П.Л. Чебишева з) механізм приводу із ексцентриком; и) просторовий кулісний механізм; к) механізм шайбовий; л) коромисловий механізм; м) механізм приводу з нескінченним ланцюговим елементом

При рівномірному обертанні кривошипа шайба коливається і провертає вилку на певний кут, спричиняючи рух з'єднувальної ланки, яка передає зворотно-поступальний рух ножу.

Коливальна шайба - компактний механізм. Її основні частини можна винести із зони зрізу рослинної маси. Такий механізм застосовують у валкових жатках, жатках кормо- і зернозбиральних комбайнів «Дон», «Славутич», «Лан» тощо.

Кривошипно-повзунний механізм з коромислом (рис. 1.13,л) застосовують у валкових жатках (ЖВН-6Б) і жатках зерно- збиральних комбайнів («Нива», «Енисей» та ін.), як правило, з лівого боку.

Кривошипно-повзунний механізм з водилом (рис. 1.13,б) застосовують у жатках для збирання бобових культур. Такий механізм передає рух ножу в його центральній частині. Водило та інші ланки механізму можуть розміщуватися між ведучою і веденою гілками конвеєра, що унеможлиблює намотування стебел чи стерні на ланки.

Представлені моделі невраховують зміни від опорів різання та тертя, що змінюються при виконанні технологічної операції скошування різних культур з відмінними фізико-механічними властивостями стебел.

РОЗДІЛ 2 АНАЛІТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОДРІБНЮВАЛЬНО-ПЛЮЩИЛЬНОГО АПАРАТУ КОРМОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

2.1. Моделювання робочого процесу подрібнювально-плющильних вальців кормозбиральних комбайнів

Успіх підприємства безпосередньо залежить від якості заготовленого подрібненого корму. Приймавши рішення на користь сучасних інтегрованих систем подрібнення, ми отримуємо якісний силос та сінаж. Нові кормозбиральні машини, обладнані подрібнювальними системами і апаратами для подрібнення типу «CORN CRACKER», які відносяться до найбільш ефективних, запропонованих в даний час на світовому ринку, забезпечують цей процес отримання такого корму в достатній мірі [5]. Але під час проектування та подальшої експлуатації даних машин виникають нові недоліки даних систем такі як, недостатній ступінь подрібнення зернової частини культури, яку збирають, оскільки подрібнювальні механізми, досить у великій мірі впливають на зниження робочої швидкості агрегату, шляхом зупинки повітряного потоку від барабана, і як наслідок, зниження продуктивності.

Ми пропонуємо вдосконалити дану систему (рис. 2.1.), завдяки, якій можна домогтися найвищої якості кормів, щоб повністю задовольнити виробників - при збиранні кукурудзи та інших культур за допомогою сучасних кормозбиральних машин.

Диски конічної форми на периферії (рис. 2.1.б), які утворюють вальці, що є конструкційно модернізовано в доподрібнювачі, монтуються на привідні вали, за допомогою шлицевого з'єднання. Такий монтаж дозволяє надійно фіксувати диски з відповідним кроком встановлення. Завдяки конічній формі виступів дисків, ми збільшили робочу площу подрібнення в 2.7 разів при незмінній ширині камери транспортуючого каналу, у порівнянні із довжиною гладеньких вальців.

Це розширює діапазон регулювання робочого зазору між вальцями при незмінній пропускній здатності. Конструкція диска у формі зрізаного конуса дозволяє збільшити довжину робочого зазору. Зміна колових швидкостей дисків у зоні подрібнення та плющення, дозволяє виконувати процес з достатньою ефективністю, при однаковій частоті обертання вальців, це ефект створюється з

умови різниці даметрів конічних дисків (2.1, б).

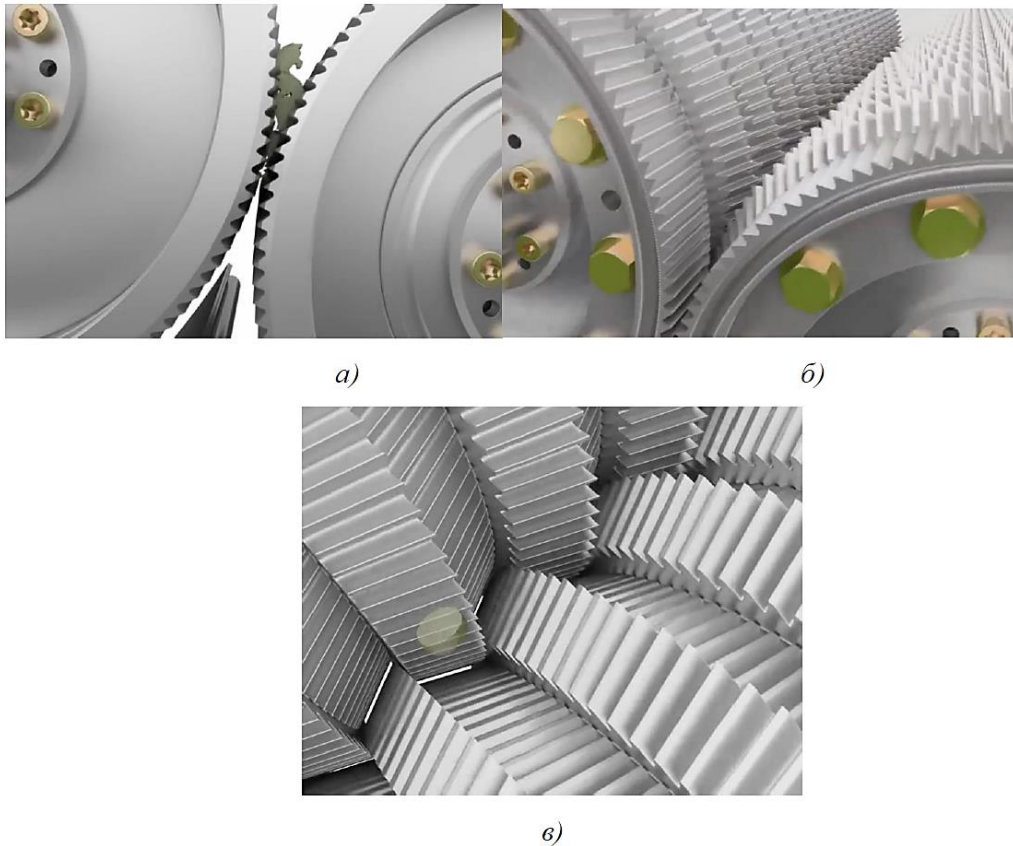


Рис. 2.1. Вальці які встановлюються (а) та запропонована конструкція інтегрованих подрібнювальних вальців (б,в)

Кукурудзяний силос - найважливіша різновид основних кормів. Для підготовки оптимального корму зерна кукурудзи повинні бути роздроблені. Запропонований подрібнювач в системі комбайна відповідає за:

- Інтенсивну обробку корму зубоподібний профіль із зустрічним напрямом обертання
- З можливістю інтенсифікації процесу подрібнення 80, 100 або 125 зубів по колу вальців
- Різну швидкість обертання обох вальців
- Зазор між вальцями регулюється з місця оператора комбайна гідromеханічним приводом безпосередньо на подрібнювачі.

Висока продуктивність подрібнення і однорідність маси безпосередньо взаємопов'язані. Якість різання є необхідною умовою для створення ідеального силосу, придатного для біогазових установок. Крім продуктивності, все більша увага приділяється ефективності. Безперервне вдосконалення систем різання та подрібнення призводить до поліпшення умов експлуатації машин та розширює

можливості використання кормозбиральних комбайнів, наприклад використання їх для виробництва біогазу.

Для оптимального виробництва силосу потрібно висока якість: ідеальна довжина різання в поєднанні з правильною підготовкою рослин і зерна. Ножі, розташовані за V-подібною схемою, забезпечують косе різання максимально близько до протиріжучої пластини (рис. 2.2.). За рахунок цього створюється однорідна маса (рис. 2.3.). Живильні вальці ущільнюють масу під навантаженням близько 3 т перед протирізальною пластиною, формуючи матеріал.



Рис. 2.3. Моделювання процесу формування з ущільненням маси та подрібнення

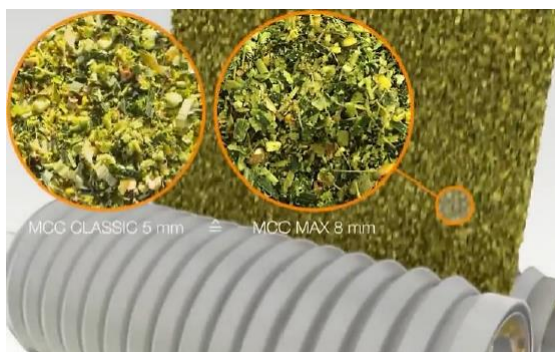


Рис. 2.3. Однорідність маси при різних показниках довжини різання

Чим більше поверхня субстрату, тим більше площа впливу мікроорганізмів. Це - ази виробництва силосу.

Довжина різання зручно регулюється з кабіни. З 28 стандартними ножами можна налаштувати довжину різання кукурудзи від 3,5 до 15 мм.

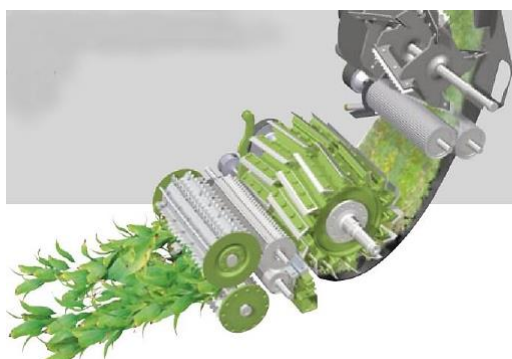


Рис. 2.4. Технологічна схема-модель подрібнення стеблової маси кукурудзи



Рис. 2.5. Модель ступеня подрібнення різними інтегрованими вальцями

2.2. Теоретичні передумови плющильних апаратів кормозбиральних комбайнів

Під час подрібнення матеріалу вальцевими апаратами кормозбиральних комбайнів потрібно, щоб виконалась умова затягування маси рухомими поверхнями вальців у робочий зазор (рис. 2.6.).

Подрібнювальні вальці мають осі обертання O_1 і O_2 на матеріал діють сила тяжіння, сили реакції по нормалі N_1 і N_2 та сили тертя F_1 і F_2 . Робоча щілина вальців має висоту h . Маса частинки матеріалу незначна, тому сила ваги G є набагато меншою ніж сумарна сила тертя F , за рахунок цього створюються умови процесу затягування частинки подрібненого матеріалу. Звідки умова буде мати наступний вигляд:

$$F_{1y} > N_{1y}, \quad (2.1.)$$

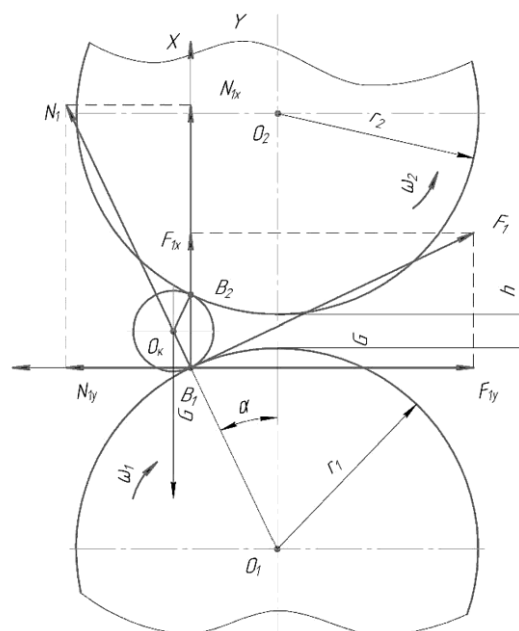


Рис. 2.6. Схема захоплення маси вальцями подрібнювального апарата

Звідки

$$F_{1y} = F_1 \cdot \cos\alpha. \text{ а } F_1 = N_1 \cdot \operatorname{tg}\varphi$$

Тоді

$$F_{1y} = N_1 \cdot \operatorname{tg}\varphi_1 \cdot \cos\alpha, \quad (2.2.)$$

Визначимо нормальну реакцію

$$N_{1y} = N_1 \cdot \sin\alpha, \quad (2.3.)$$

Підставивши отримані вирази (2.2.) і (2.3.) у нерівність (2.1.) визначимо умову захвату частинки матеріалу:

$$\operatorname{tg}\varphi \geq \operatorname{tg}\alpha \quad \text{або} \quad \varphi \geq \alpha, \quad (2.4.)$$

Аналізуючи отриману умову, можна стверджувати, проходження частинки матеріалу між вальцями відбудеться за умови, коли кут входження буде мати менше значення з α ніж кута тертя матеріалу по сталі φ .

Значення кута входження α визначають взаємності від розмірів робочих діаметрів вальців d_1 і d_2 , розмірів частинки матеріалу d_k і висоти щілини h .

$$\cos\alpha = \frac{r_1 + \frac{h}{2}}{O_1B_1 + \frac{d_k}{2}} = \frac{d_1 + h}{d_1 + d_k}, \quad (2.5.)$$

Застосувавши теорему косинусів кут входження частинки визначиться як:

$$\sin\alpha = \sqrt{1 - \cos^2\alpha} = \sqrt{1 - \left(\frac{d_1 + h}{d_1 + d_k}\right)^2}, \quad (2.6.)$$

$$\operatorname{tg}\alpha = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{d_1 + h}{d_1 + d_k}\right)^2}{\left(\frac{d_1 + h}{d_1 + d_k}\right)^2}} = \sqrt{\frac{(d_1 + d_k)^2 - (d_1 + h)^2}{(d_1 + h)^2}} = \sqrt{\frac{(d_1 + d_k)^2}{(d_1 + h)^2} - 1}.$$

Тоді умова захвату частинки корму подрібнювальними вальцями буде мати вигляд:

$$\operatorname{tg}\alpha = \sqrt{\frac{(d_1 + d_k)^2}{(d_1 + h)^2} - 1}, \quad (2.7.)$$

Отже нами встановлено теоретичні передумови для проектування та розробки конструкційно-технологічних параметрів подрібнювальних пристроїв кормозбиральних комбайнів для приготування силосу та сінажу із злакових та бобових культур. Що дає змогу визначити, відповідно умові, діаметр вальців d_k та регульовальний діапазон зазору і зазору h .

2.3. Визначення продуктивності вальцевого подрібнювального апарата

Відповідно продуктивність вальцевого подрібнювального апарата можна визначити:

$$Q = 60V \cdot \gamma_M \cdot n_{\text{вал}}, \quad (2.8.)$$

де V - об'єм маси, що потрапляє до вальців за оборот, м^3 ; γ_M - густина подрібненого корму, $\text{кг}/\text{м}^3$;

$n_{\text{вал}}$ - частота вальця, хв^{-1} .

За один оберт вальці захоплюють об'єм корму V , який дорівнює сумі всіх об'ємів захваченим одним диском вальця V_i на кількість дисків $z + 1$.

$$V = \sum V_i \cdot (2z + 1), \quad (2.9.)$$

де V_i - об'єм маси, який потрапляє на один диск вальця, м^3 . z - кількість дисків на вальці, шт;

Об'єм маси, який потрапляє на один диск вальця V_i можна розрахувати (рис. 2.7.) з формули:

$$V_i = \pi \cdot h_k (d_{\text{кд}} + h_k) \frac{l_d}{z}, \quad (2.10.)$$

де $d_{\text{кд}}$ - діаметр основи конуса диска, м,;

h_k - висота конуса диска, м;

l_d - відстань між дисками, м.

Виходячи з умови, що робочий об'єм між вальцями не може бути зайнятий масою повністю, тобто коефіцієнт заповнення частинками $k \leq 1$.

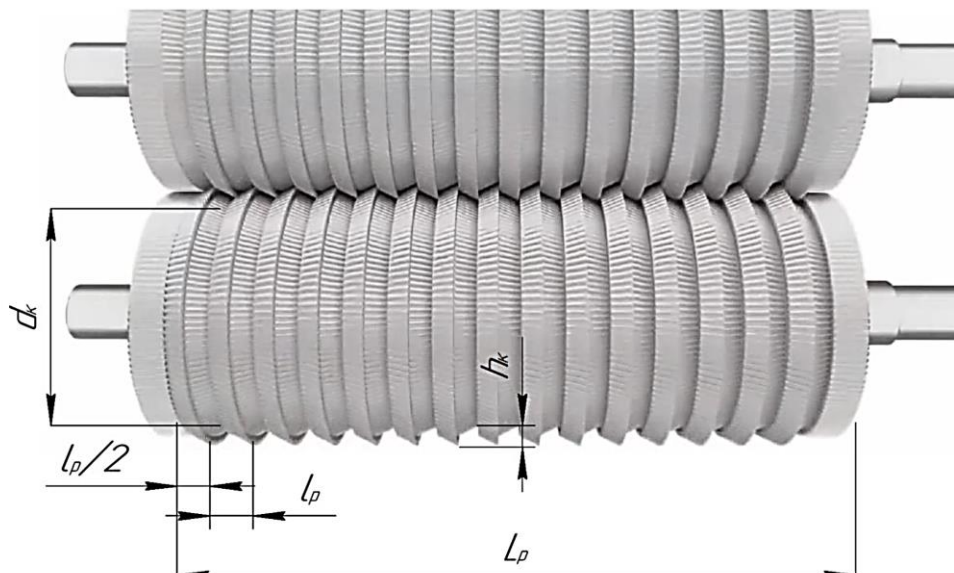


Рис. 2.7. Розрахункова схема подрібнювального апарату

Тоді математична модель для знаходження продуктивності вальцевого подрібнювального апарата можна записати:

$$Q_{BA} = 60\pi h_k \cdot (d_k + h_k) \cdot l \cdot (2z + 1) \cdot \gamma_M \cdot n_{\text{вал}} \cdot k, \quad (2.11.)$$

Визначивши робочу ширину подрібнювального апарату:

$$L_p = (2z + 1) \cdot l_p, \quad (2.12.)$$

і порахувавши частоту обертання вальця:

$$n_{\text{вал}} = \frac{30\omega_{\text{вал}}}{\pi}, \quad (2.13.)$$

Підставивши дані у вираз (2.11.) отримаємо:

$$Q_{BA} = 1800h_k \cdot (d_k + h_k) \cdot L_p \cdot \gamma_M \cdot \omega_{\text{вал}} \cdot k, \quad (2.14.)$$

Аналізуючи отриману модель (2.14) визначення продуктивності подрібнювального апарата, можемо побачити прямо пропорційний зв'язок між продуктивністю та висотою конуса диска (h_k), значенню ($D_{\text{вал}}$), робочою шириною камери подрібнення (L_p), частотою обертання ($n_{\text{вал}}$) та густини частинок корму (γ).

Підставивши значення об'ємної маси силосу в межах 150 - 200 кг/м³, ширини вальця $L_p = 1,32$ м та висоту конуса диска $h_k = 0,12$ м, діаметр вальців $D_{\text{вал}} = 0,28$ м і частоту обертання привідного вала $n_{\text{вал}} = 1120$ хв⁻¹ пропускна здатність подрібнювального апарату склала 155 - 170 т/год. З врахуванням коефіцієнта заповнення щілини між вальцями $k = 0,7 - 0,8$, продуктивність системи подрібнення можливо становитиме 108,5 - 136 т/год.

На основі отриманих даних побудували графічну залежність пропускної здатності вальцевого подрібнювального апарату в залежності від об'ємної маси матеріалу, що обробляється (рис. 2.8).

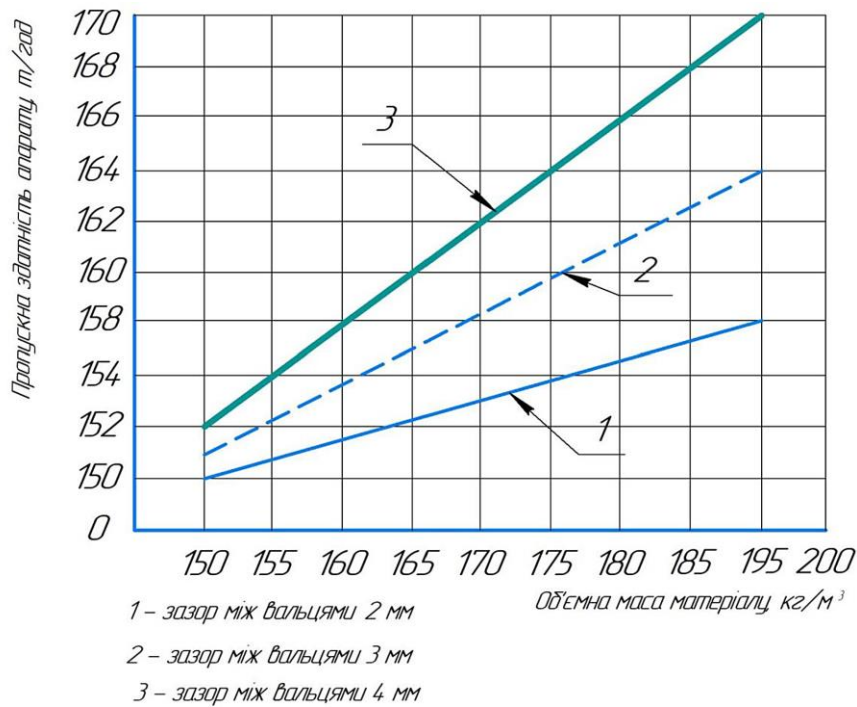


Рис. 2.8. Графічна залежність пропускної здатності вальцевого подрібнювального апарату в залежності від об'ємної маси матеріалу

Отримані дані аналітичного дослідження продуктивності подрібнювального апарату зерново частини кормів (по факту пропускної здатності пристрою) свідчать, що ступінь подрібнення матеріалу на пряму залежить від довжини фракції різання барабаном різального апарату, тому подальші дослідження потрібно провести в цьому напрямку.

Висновки до розділу 2

1. Використаний принцип оптимальної прямолінійної подачі маси від живильних вальців до прискорювача і силосопроводу. Застосована система CORN CRACKER для правильної підготовки маси до подрібнення. Запропоновано модель подрібнювального вальцевого апарату з 30 конічними дисками.

2. Встановлено умову безперебійної подачі маси кормів через робочі органи подрібнювача та визначена умова захоплення частинок матеріалу без створень заторів та забезпечення умови не забивання пристрою. Отримано залежність конструкційних параметрів від цих умов.

3. Прийнявши механіко-технологічні показники матеріалу та конструктивних параметрів подрібнюючого пристрою, визначено пропускну здатність подрібнювального апарату, яка склала 155 - 170 т/год. З врахуванням коефіцієнта заповнення щілини між вальцями $k = 0,7 - 0,8$, продуктивність системи

подрібнення може становити 108,5 - 136 т/год.

4. На основі отриманих даних отримано графічну залежність пропускної здатності вальцевого подрібнювального апарату в залежності від об'ємної маси матеріалу, що обробляється.

2.4. Обґрунтування конструктивної схеми косарки

Косарка сегментно-пальцева КС-Ф-2,1 Б-4 призначена для скошування природних і сіяних трав у всіх кліматичних зонах з укладенням скошеної маси в прокіс. Агрегатується із тракторами Т-25, МТЗ, ЮМЗ.

ВМЖ-200, СМ-12, косарка-навантажувач Е-062/1, навісна ротаційна косарка КРН-2,1А, машина для прибирання мітелок сорго і суданки СМ-2,6 [19-22].

Косарка-навантажувач Е-062/1, дозволяє скошувати природні трави і вантажити скошену масу в транспортні засоби.

Очеретокосарка ВМЖ-200 призначена для скошування очерету на річках і водоймах. Проте ця очеретокосарка, по-перше, скошену масу скидає у воду і не збирає її, по-друге, вона працює тільки на поверхні води, а безпосередньо у воді росте лише 10-15% очерету, що знижує ефективність застосування її.

Навісна ротаційна косарка КРН-2,1А, використовується при скошуванні високоврожайних природних і сіяних трав, агрегатується з тракторами МТЗ-80 і МТЗ-82. Ця косарка може якісно зрізувати очерет і укласти його в прокошування, проте вона не дозволяє видаляти мітелки очерету при його скошуванні. Проте наявні на очереті мітелки знижують не лише енергетичну цінність пеллет, але і негативно позначаються на якості їх приготування.

Машина для зрізу мітелок сорго і суданки СМ-2,6 здатна зрізувати мітелки сорго, суданки і інших культур з вантаженням їх в причіпний візок. Проте вона не дозволяє скошувати рослини одночасно з прибиранням мітелок. Після зрізу мітелок вимагається додаткова операція по скошуванню маси, що залишилася, що істотно збільшує трудомісткість прибирання.

Для зниження трудомісткості процесу і для подальшого його використання при заготівлі кормів пропонується в машині СМ-2,6, що містить основну і поворотну раму, рухливу каретку, механізм підйому, жниварку, мотовило, вивантажний транспортер, коробку зубчастих коліс, карданну передачу приводу машини і

мотовила, каретку коліс і гідросистему, на основній рамі ззаду закріплений навісний пристрій, на якому навішена ротаційна косарка з приводом від валу відбору потужності трактора і пристроєм для формування валка скошеної маси.

Косарка ЛК-12 призначена для косіння очерету під водою у водоймах. Вона складається з корпусу човна, різального апарату, розміщеного за носовою частиною, силової установки (мотоблоку з двигуном «HONDA», карданної передачі виробництва Італії), грібних коліс, рульового механізму.

Управління косарки забезпечується рульовим колесом, системи важелів і двох спареного керма. Косіння водної рослинності відбувається як в горизонтальній, так і у вертикальній площині.

У конструкції косарки передбачено регулювання глибини косіння до 1 метра. Виріб оснащений тентом, що захищає оператора від попадання прямих сонячних променів і опадів. За бажанням клієнта косарка комплектується платформою для переміщення між водоймами. Косарка експлуатується в кліматичних зонах помірного клімату.

Самохідна італійська косарка BCS-622 для професійної заготівлі сіна, збирання зернових, лікарських рослин, очерету. Навісна снопов'язалка дозволяє будь-які скошені культури зв'язувати в снопи. Ширина жнивarki 140 см, продуктивність не менше 7500 кв.м/ч, дизельний двигун Lombardini

10 л.с. коробки передач: 4 ск. вперед 1 з.х. Сидіння оператора на шасі, диференціал, передні колеса 4,5-19. Краща косарка для прибирання очерету.

Косарка Dorocutter 3090/3091 ідеальна для більшості видів робіт, пов'язаних з різанням очерету у водоймах. Глибина зрізування 1 м. Різальні ножі взаємозамінні, ефективна ширина косіння від 2,2 до 4 метрів.

Ножі вимагають воду в якості мастила, тому їх не можна використати для робіт на суші. Dorocutter 3091 - це та ж модель косарки, але що дозволяє працювати на глибині до 1.4 метра.

Косарка Dorocutter ESM 2200 косить і збирає рослини одночасно. Ця косарка відмінно працює в невеликих водоймах, наприклад, на полях для гольфу і затоках, де тісний простір і течія можуть затрудняти процес збору скошених рослин. Для виконання тільки косіння можна зняти сітчастий приймальний колектор. Використання косарки Dorocutter ESM 2200 також рекомендується на заболочених

ділянках.

Комбайн для збирання очерету переважно на рівних ділянках працює таким чином.

При русі комбайна по ділянці, на якій вимагається прибрати очерет, рослини по ширині захоплення жнивarki відділяються мисами підстав дільника-захоплення рослин від загального масиву. Крайні рослини захоплюються пружинними захопленнями ланцюгового транспортерів і переміщаються до різального апарату жнивarki.

За рахунок зменшення відстані між лівим і правим ланцюговими транспортерами при наближенні до транспортера рослин і рухи комбайна у бік неприбраної ділянки відбувається зближення рослин один до одного і ущільнення маси, що забезпечує їх утримання і якісний зріз жнивarkою. Рослини після зрізу укладаються на транспортер рослин, який подає їх в причіп.

З метою захоплення більшої кількості рослин при поданні їх до різального апарату жнивarki пружинні захоплення розташовані на транспортерах в шаховому порядку. Звільнення зрізаних рослин від пружинних захоплень усіх рядів здійснюється за допомогою нерухомих упорів.

Залежно від висоти зрізу очерету здійснюється регулювання положення мисів по висоті і кута установки дільника-захоплення рослин до горизонту за допомогою гідравлічного навішування. Горизонтальне розташування лівого і правого мисів підстав дільника-захоплення рослин, що спирається на кульову опору, регулюється зміною довжини розтяжки за допомогою регульовального пристрою.

Найбільш істотною перевагою гідравлічного приводу ріжучого апарату косарок є відсутність в них шкідливих знакозмінних динамічних навантажень. Якщо в звичайних косарках динамічні навантаження усуваються шляхом урівноваження рухомих мас, то в косарках з гідроприводом ці сили взагалі не присутні. Іншою не менш важливою перевагою гідропривода є простота конструкції трансмісії.

Найбільший ефект від використання гідропривода може бути отриманий в конструкції з ріжучим апаратом, в якому в якості ножа використовується безкінечний елемент з сегментами. В ріжучому апараті такої косарки відсутні маси, здійснюючі зворотно-поступальний і коливальний рух. Для приводу робочих органів такої косарки немає необхідності в перетворенні обертального руху в зворотно-

поступальний прямолінійний або гойдаючий рух. Проте цими позитивними якостями потенціал подібних конструкцій косарок не обмежений [21-24].

Результат пошукових робіт лабораторних досліджень, проведених різними авторами призводять до висновку, що ефективність процесу косіння пов'язана, з видом культури що збирається, із способом різання (ковзаючим або рублячим). З точки зору енерговитрат, косіння сіяних і природних тонкостебельних трав більш раціонально рубаючим способом, а для товстостеблових рослин і рослин з низькою вологістю найбільш ефективно ковзаюче різання. Для того, щоб перебудувати роботу відомих агрегатів косарок з однієї групи рослин на іншу, необхідно або замінити на інший вигляд ніж косарки, або навісити косарку з іншим типом сегментів.

Конструкції існуючих сегментно-пальцьових і двоножових ріжучих апаратів не дозволяють в процесі роботи перебудувати їх ножі і протиріжучі пластини стосовно конкретного вигляду рослин, що приводить до додаткових питомих енерговитрат. Конструкція косарки потребує вдосконалення.

Метою вдосконалення конструкції косарки є досягнення можливості оперативної перебудови її параметрів залежно від культури що збирається. Для досягнення цієї мети нами запропонована конструкція косарки (рис.2.5). На (рис.2.5), а представлений загальний вигляд косарки, на (рис.2.5,б) - фрагмент ріжучого апарату косарки, на (рис. 2.5, в) - схема приводу.

Ріжучий апарат забезпечений розподільником, реверсивним управлінням напряму руху безконечного тягового елемента, а для кожного сегменту і протиріжучої пластини одна з ріжучих кромок забезпечена гладким заточуванням, інша насіченою.

При цьому всі праві кромки лез ножів і протиріжучих пластин виконані з одним з вказаних типів заточування, а всі ліві кромки - з іншим типом заточування. У першому випадку гладким кромкам лез ножів відповідають насічені кромки протиріжучих пластин, а в другому навпаки.

Ріжучий апарат містить раму 1, змонтовані на ній мотор 2, протиріжучі елементи 3 з пластинами 4, ведучу 5 і ведену 6 зірочку, а також безкінечний тяговий елемент 7 зі встановленими на сегментними ножами 8.

Безкінечний тяговий елемент 7 виконаний у вигляді роликів ланцюга. Ланцюг натягнутий на ведучій 5 і веденою 6 зірочках. У змальованому варіанті ліві

кромки 9 і 10 ножів 8 і протиріжучих пластин 4 виконані з гладким заточуванням, а праві їх кромки 11 і 12 - з насіченим заточуванням. Мотор 2 за допомогою трубопроводів 13 і гідророзподільника 14 сполучається з гідронасосом 15.

Ріжучий апарат працює таким чином. Пов'язаний з гідронасосом 15 тракторів гідромотор 2 приводить в рух ланцюг 7, а разом з нею ножі 8. При русі трактора, з переведеним в робоче положення ріжучим апаратом, відбувається процес косіння.

Якщо в ріжучому апараті, (рис.2.5), ножі рухаються вправо, то стебло рослини, що зрізується, виявляється затисненим між насіченою кромкою сегменту і гладкою кромкою протиріжучої пластини. Висковзування стебла виключене, оскільки кут нахилу кромки леза протиріжучої пластини значно менше кута тертя, а з кромки сегменту цьому перешкоджає насічка.

Затиснене стебло зрізується на лезі протиріжучої пластини, оскільки зусилля різання гладкою кромкою менше порівняно з насіченою. З незначною погрешністю можна вважати, що стебло зрізується рубаючим способом, оскільки кут нахилу кромки леза протиріжучої пластини $\beta = 7^{\circ}40''$ і коефіцієнт ковзання не перевищує $f = tg\beta = 0,13$.

При русі ножів вліво стебло рослини, що зрізується, затискається між насіченою кромкою протиріжучої пластини і гладкою кромкою сегменту. В цьому випадку стебло зрізується гладким лезом сегменту, і процес різання має ковзаючий характер. Насічка кромки протиріжучої пластини запобігає висковзуванню стебла.

Оператор за допомогою гідророзподільника 14 встановлює той напрям руху ланцюгу 7, при якому в процесі різання беруть участь переважні для рослин скошуваної ділянки кромки лез ножів. При забиванні ріжучого апарату оператор тимчасово міняє напрям руху ланцюгу 7, і ріжучий апарат самоочищається.

Вживання пропонованого ріжучого апарату дозволяє понизити витрати енергії і підвищити надійність технологічного процесу за рахунок можливості оперативної зміни деяких параметрів механізму.

На (рис. 2.9) зображений пристрій різального апарату косарки. На пальцьовому брусі 1 нерухомо встановлений кронштейн 2. На кронштейні також нерухомо закріплені пальці 3 і куточки 4 і 5. Куточки 4 і 5 в сукупності з кронштейном 2 утворюють простір прямокутного перерізу, в якому розміщений

ланцюг 6 з наклепаними на ній сегментами 7. На куточку 5 з можливістю регулювання вертикального положення встановлені притискні пластини 8. Кришка 9 закріплена на куточку 4. На (рис.2.9.) показаний розріз А-А. На (рис. 2.9.) притискна пластина 8 забезпечена довгастими отворами і кріпиться до куточка 5 за допомогою болтів 10. За рахунок можливості зміни вертикального положення притискної пластини, регулюється величина проміжку між сегментом 7 і протирижучою пластиною 11.

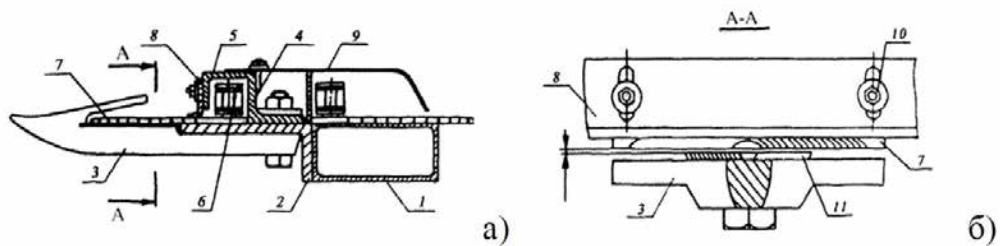


Рис. 2.9 Ріжучий апарат косарки

На пальцьовому брусі за допомогою майданчика 2 встановлений гідромотор 3 (рис. 2.8). На валу гідромотора встановлена провідна зірочка 4. Ланцюг 5 з сегментами 6 огинає ведучу 4 і паразитну 7 зірочок. Кожен сегмент кріпиться до однієї ланки ланцюга, що дозволяє їй огинати зірочки, не порушуючи кінематичний режим роботи. Ділянка 2 на пальцьовому брусі встановлена з можливістю переміщення для регулювання натягнення ланцюга за допомогою болтів 8.

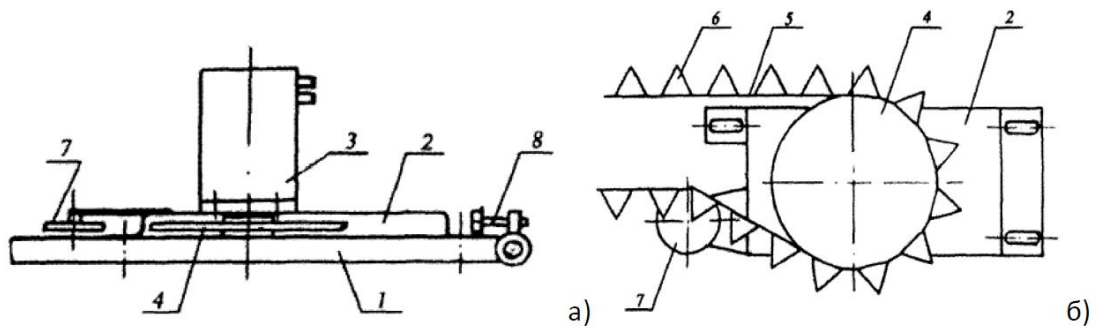


Рисунок 2.10.Схема привода косарки: а – вид з переду, б-вид зверху

Підйомний механізм (рис. 2.11) призначений для підйому різального апарату в транспортне положення і копіювання рельєфу ґрунту в час роботи агрегату. Підйомний механізм складається з гідроциліндра, який шарнірно сполучений з навісним пристроєм і різальним апаратом, і шарнірного механізму, що складається з рами 1, кронштейнів 2 і 3, сполучених між собою осями 4. Для зменшення проміжків в з'єднанні рама-кронштейн-вісь передбачено фторопластові втулки 5 і бронзові шайби 6.

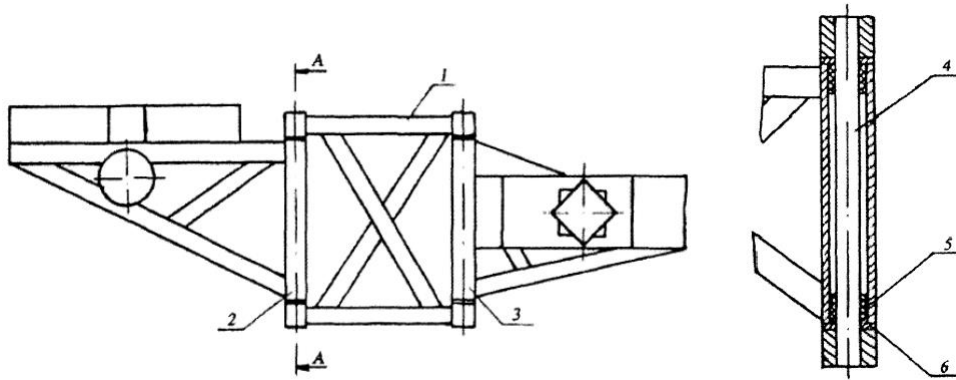


Рис. 2.9. Схема підйимального механізму косарки

2.5. Обґрунтування оптимальних діапазонів технічних параметрів косарки

Від співвідношення відносної швидкості ножа V_H і поступальної швидкості руху машини V_M залежать такі показники роботи різального апарата, як:

- рівномірність навантаження на кромку леза ножа;
- рельєф стерні скошеної трави;
- міра ковзання рослин уздовж кромки леза ножа.

Для аналізу рівномірності навантаження на кромку ножа дослідженої траєкторії абсолютного руху ножів. Можливі три випадки режиму спільної роботи ножів. Схеми руху ножів для цих випадків представлені на (рис.2.10). У першому випадку (рис.2.10,а) співвідношення швидкості ножа і машини таке, що між шлейфами S_1 і S_2 кромки лез двох сусідніх ножів 1 і 2

залишається площа S_3 .

Рослини, що знаходяться на цій площі, надалі відгинаються між- пальцевою ділянкою бруса. Потім ці рослини наступним ножем відгинаються до протирізальної пластини і пучком перерізаються.

У другому випадку (рис. 2.10,б) зони шлейфів S_1 і S_2 примикають один до одного із загальною межею.

У третьому випадку (рис. 2.10,в) шлейфи S_1 і S_2 накладаються один на одного, утворюючи загальну зону площею S_4 .

Очевидно, що найбільш раціональним режимом є другий варіант. Утворення пучків, спостережуване в першому випадку, із-за наявності ударних навантажень на ніж. Крім того, те, що перерізає пучка кожного разу доводиться на одну і ту ж зону кромки ножа, що призводить до нерівномірного її зносу. У третьому випадку кромка

ножа завантажена не по усій довжині, і деяка її ділянка працює вхолосту.

Визначим співвідношення швидкості V_M/V_H для другого випадку, користуючись розрахунковою схемою, зображеною на (рис. 2.10).

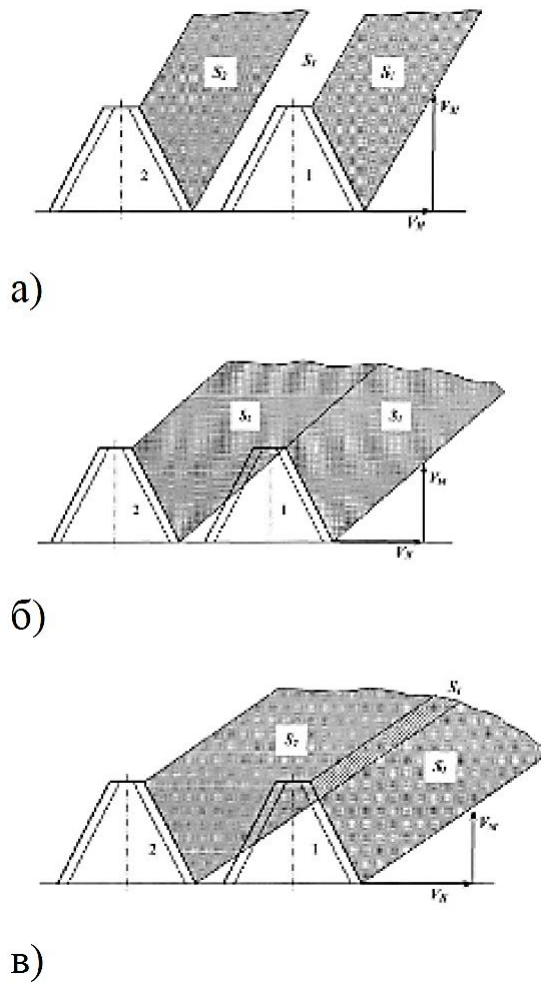


Рис. 2.10. Схеми абсолютного руху ножів при різних співвідношеннях V_M і V_H .

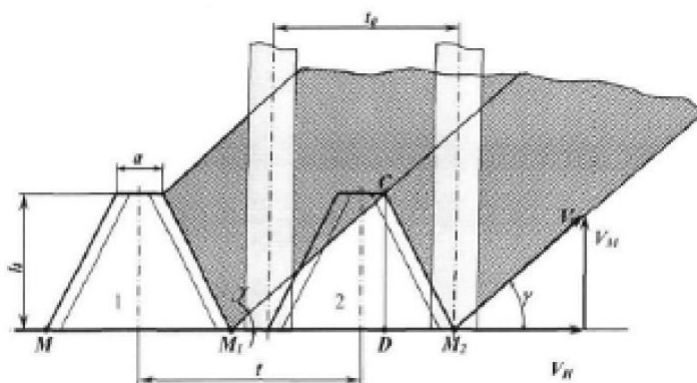


Рис. 2.11. Розрахункова схема для визначення раціонального співвідношення швидкості V_M і V_H

Із трикутника M_1CD :

$$tg\gamma = \frac{CD}{M_1D}$$

$CD=h$

Визначим M_1D

Підставимо значення CD і M_1D , отримаємо

$$\frac{V_M}{V_H} = \frac{2h}{2t - t_0 + a}$$

Співвідношення швидкості

$$\frac{V_M}{V_H} = k$$

Таким чином, виходячи з умови рівномірності навантаження на кромку ножа, найбільш оптимальним є співвідношення швидкостей, визначене за формулою. Як видно, в правій частині рівності присутні геометричні параметри елементів різального апарату.

Обґрунтування кроку ланцюга і діаметра ведучої зірочки

Основні геометричні параметри елементів різального апарату, а саме: крок пальців, кут нахилу кромки леза і розміри сегмента, розміри і форма пальців, протирізальних пластин, прийняті відповідно до діючого стандарту. Інші параметри різального апарату пов'язані з кроком ланцюга.

Виходячи з необхідності мінімізувати вертикальний габарит ріжучого апарату, а також з урахуванням розрахунків на міцність, вибраний роликівий ланцюг з кроком $t_{\text{ц}} = 15,875$ мм (за ГОСТу 10947-84).

Щоб виключити скупчування трави на верхній поверхні різального апарату, мінімальним має бути і подовжній його габарит. Подовжній розмір різального апарату пов'язаний з діаметром веденої зірочки. У сільськогосподарських машинах рекомендується застосовувати зірочки з числом зубів не менше 16. Це значення набуває для веденої зірочки $z_2 = 16$.

Діаметр веденої зірочки :

Обґрунтування величини попереднього натягу ланцюга

При роботі косарки сегменти сприймають дію сили різання. Сегменти мають можливість відхилятися на деякий кут від напрямку вектора швидкості машини, оскільки ланцюг, на якому вони встановлені, є гнучким елементом. Величина кута відхилення залежить від сили попереднього натягу ланцюга і сили різання. Величину

кута відхилення необхідно мінімізувати, оскільки це робить вплив на якість роботи косарки.

Нехтуючи силами тертя, складено рівняння рівноваги плоскої системи сил відносно точки А.

На основі формули побудована сітчаста діаграма для визначення оптимальної сили натягу ланцюга. Номограма показана на рисунку 2.12.

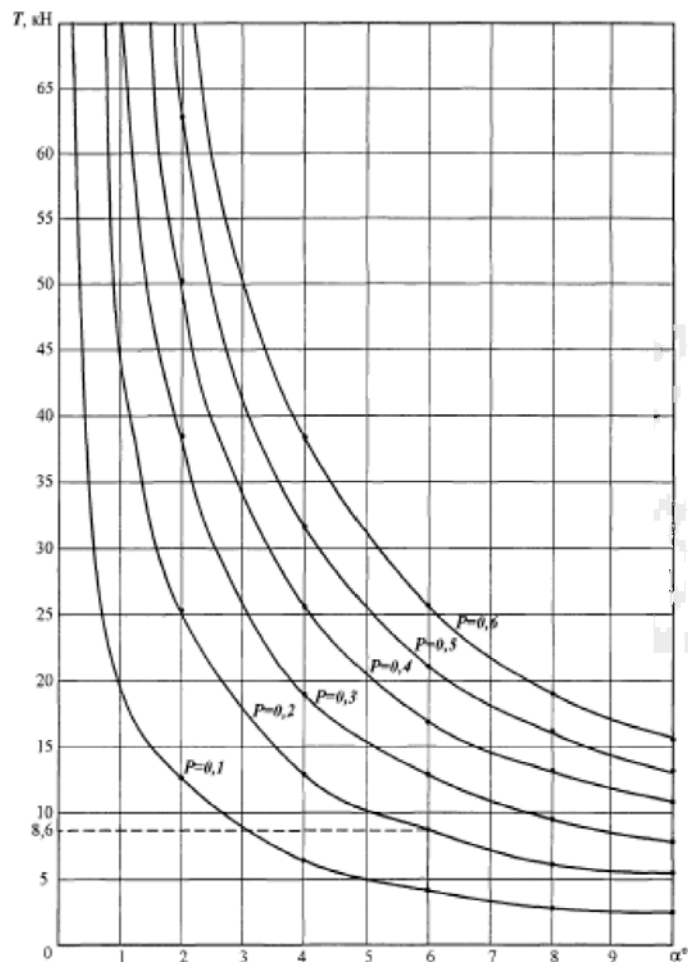


Рисунок 2.12. Номограма для визначення оптимальної сили натягу ланцюга ріжучого апарата.

Прийнявши в якості приклада значення $\alpha = 6^\circ$ і $P = 0,2$ кН, з номограми виходить: $T = 8,6$ кН.

У пропонованій конструкції косарки сила натягнення ланцюга має важливе значення.

Надмірний натяг знижує ресурс ланцюга, а слабке призводить до порушення технологічного процесу.

Оптимальне натягнення ланцюга встановлюється за допомогою динамометричного ключа. Покази динамометра М визначається по формулі

Для забезпечення нормальної швидкості ланцюга діаметр приводної зірочки має бути більше діаметру веденої. При такій ситуації, для того, щоб забезпечити паралельність такою, що веде і веденою гілок ланцюга, в конструкцію косарки включена паразитна зірочка. Допускається приймати зірочки з мінімальним числом зубів, рівним 13. Прийmemo це число для паразитної зірочки.

Тоді діаметр d_3 . $D_3 = z_3 t_{ц} / \Pi = 65$ мм

Мінімальний крок сегментів обмежений, в першу чергу, шириною сегменту, яка зазвичай дорівнює кроку пальців. З іншого боку, при обході паразитної зірочки нижні підстави сусідніх сегментів не повинні опиратись один в одного.

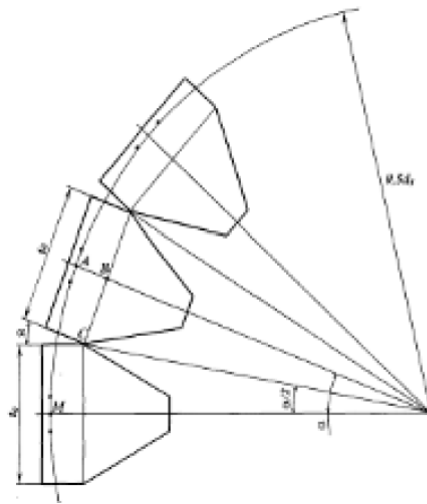


Рис.2.13 Розрахункова схема для обґрунтування кроку сегментів

Підставивши в кінцеву рівність значення α , отримаємо кінцеве перетворення:

Підставивши в праву частину виразу (2.22) чисельне значення параметрів, визначимо, що $t = 77.1$ мм.

Величина кроку сегментів t пов'язана з кроком ланцюга, і тому кратна $t_{ц} = 15,875$ мм, тобто є дискретною величиною. Наступною у велику сторону від $t = 77,1$ величиною, кратною $t_{ц}$ являється $t = 95,25$ мм. Ця величина для кроку сегментів прийнята остаточною.

Таким чином, в прийнятій конструкції апарату крок сегментів не дорівнює кроку пальців. Різальний елемент з нерівним кроком і кратністю, відмінною від 2:1, в даному випадку 5:4, був застосований і в апаратах із зворотно-поступальним рухом ножа. Це, так званий, апарат середнього різання.

Ці апарати застосовувалися на комбайні С- 1, в подальшому знятому з виробництва, і більше не використовувалися.

Прийнявши значення: $q_0 = 750 \text{ Н/м}$; $l = 0,06 \text{ м}$; $z = 23$; $V_H = 2,8 \text{ м/с}$; $\eta_m = 0,90$, $\eta_r = 0,85$ і підставивши їх в праву частину рівності, отримуємо $N_{np} = 3788 \text{ кВт}$.

Вітчизняна промисловість виробляє безліч різноманітних гідродвигунів обертальної дії, проте в кожному конкретному варіанті їх застосування виникають питання, пов'язані з їх сумісністю з гідросистемою енергетичного засобу (трактори). Вона визначається, передусім, необхідністю поєднання продуктивності гідронасоса трактора і номінальної витрати рідини гідромотора.

Вибраний двигун гідравлічний МГП- 100, основні технічні характеристики якого приведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1.

Основні технічні характеристики гідравлічного мотора МГП – 100

№	Найменування параметра	Одиниці виміру	Значення
1	Робочий об'єм	см ³	100
2	Частота обертання:	об/хв:	276
	- Номінальна		650
	- Максимальна		
3	Об'ємна витрата рідини	см ³ /с.	500
4	Тиск на виході:	МПа	16
	- Номінальне		21
	- максимальне		
5	Максимальний тиск дренажу	МПа.	1
6	Коефіцієнт корисної дії :	Гідромеханічний	0,85
		Повний	0,76
7	Корисна номінальна потужність	кВт.	6,0
8	Маса	кг	10
9	Номінальний момент, що крутить	Н·м.	189
10	Навантаження, що допускаються, наН		6000
	вал:		3000
	- Радіальна		
	- Осьова		

Частота обертання провідної зірочки пов'язана з частотою обертання валу гідронасоса і передавальним відношенням від гідродвигуна до гідронасоса.

Частота обертання гідромотора: де n_d - частота обертання вала гідромотора; n_n - частота обертання вала гідронасоса; i - передаточне співвідношення між валом двигуна і валу насоса. Передаточне співвідношення:

Підставивши в останній вираз значення із (2.29) і (2.30), отримаємо кінцеве перетворення.

Мінімальна швидкість ножа, що забезпечує якісне зрізання, становить $V=2.15$ м/с. Приймем $V=2.8$ м/с. Робочий об'єм гідродвигуна становить $Q_d=100\text{см}^3$, робочий об'єм насоса $Q_n=32$ см³. Об'ємний ККД гідродвигуна $\eta_\partial = 0,92$ і гідронасоса $\eta_n = 0,95$.

РОЗДІЛ 3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОДРІБНЮВАЛЬНОГО АПАРАТА КОРМОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

3.1. Вплив довжини різання матеріалу на подрібнення маси

Під час дослідження подрібнювальних апаратів кормозбиральних комбайнів отримували результати, що доводять збільшення ступеня подрібнення від бажаного [15,17]. Досліджуючи конструкційно-технологічні параметри вальцевого подрібнювального апарату, необхідно зауважити, подрібнення відбувається у горизонтальній площині в поздовжньо-горизонтальному напрямку руху подрібнених стебел. Тому ймовірний ступінь подрібнення належатиме від довжини різання барабана та робочого зазору між дисками вальців і положенням матеріалу в потоці маси. Ймовірно-хаотичний рух потоку подрібненого матеріалу від різального барабану можна пояснити неоднорідністю об'ємної маси рослин, різними кінематичними режимами різання, вологістю стебло-листової маси, культурою, що збираються тощо. Звідки слідує, що під час подрібнення матеріалу, який рухається в паралельному напрямку до площини подрібнення (обертання вальців апарату), в результаті чого отримаємо подрібнений матеріал різного розміру (рис. 3.1.).

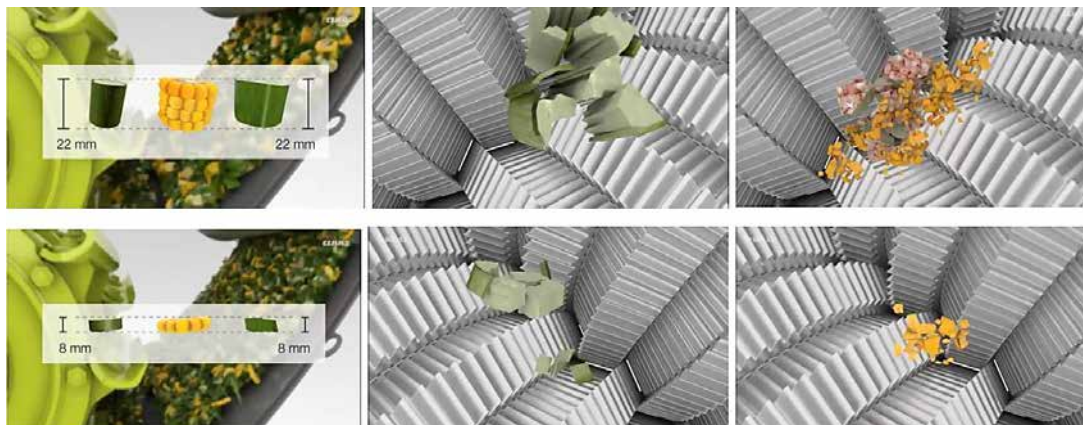


Рис. 3.1. загальний вигляд подрібненої частинки при різні довжині різання

Проаналізуємо розрахунково-технологічну схему подрібнення часток маси вальцевим подрібнювальним апаратом (рис. 3.2.). Зауважимо, що частинки матеріалу рухаються до вальців хаотично.

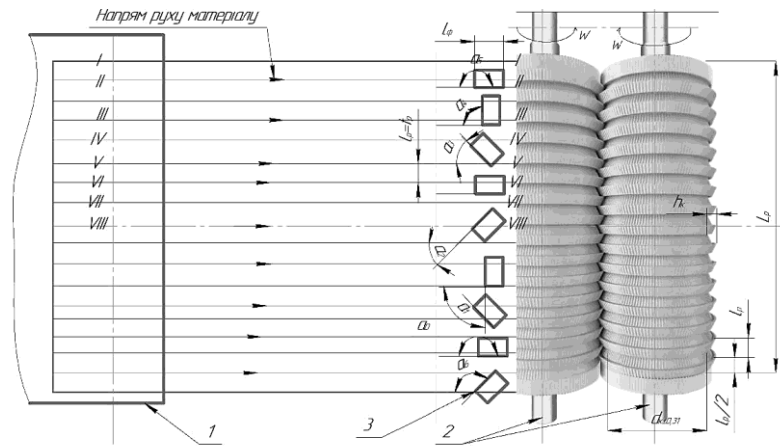


Рис. 3.2. Розрахунково-технологічна схема подрібнення часток маси вальцевим подрібнювальним апаратом

1 - різальний барабан; 2 - подрібнювальний вальцевий апарат; 3 - частинка матеріалу.

Процес подрібнення частинок стебел маси в площинах, I - I, II - II, III - III, IV - IV, V - V, VI - VI, VII - VII, VIII - VIII спрямованих під кутом входження $\alpha_0; \alpha_1; \alpha_2; \alpha_3; \alpha_4; \alpha_5; \alpha_6$, довжина подрібнення частинок маси змінюється від теоретичної $l_{\phi} = t_p$, (t_p - крок дисків на вальцях) до робочої довжини L_p при поздовжній подачі на диски вальців. Це доводить те, що дійсна, фактична довжина подрібнення фракції частинок після подрібнення, у достатньому значенні коливається від теоретично встановленої, тому ступінь подрібнення стає досить керованим параметром. при розташуванні стебла із кутом $\alpha = 180^\circ$ фактична довжина частинок не перевищуватиме теоретичну, оскільки $l_{\phi} = t_p$.

Довжину подрібнення стебelloї маси для вальцевого подрібнювача можна порахувати за формулою:

$$L_n = \frac{60000V_n}{n_{\text{вал}} \cdot z \cdot \sin((1 - \delta_{\text{год}})0,5\pi)}, \quad (3.1)$$

де V_n - швидкість подачі маси барабаном, м/с; $n_{\text{вал}}$ - частота обертання вальців, хв^{-1} ;

z - кількість дисків на вальцях;

$\delta_{\text{год}}$ - коефіцієнт, що враховує кут подачі та положення частинки до площини захвату вальців.

Провівши аналіз моделі (3.1) потрібно відмітити, що збільшення довжини подрібнення маси частин спостерігається по лінійному закону, тому можна ввести розрахунковий коефіцієнт для встановлення розрахункової довжини частинки після

подрібнення:

$$L_n = k_{зр} \cdot l_p, \quad (3.2.)$$

де $k_{зр}$ - коефіцієнт зростання для встановлення розрахункової довжини частинки після подрібнення;

l_p - теоретична довжина частинки після подрібнення вальцевим апаратом.

Звідки

$$L_n = \frac{60000V_n}{n_{вал} \cdot Z}; \quad k = \frac{1}{\sin((1-\delta_{год})0,5\pi)}, \quad (3.3.)$$

На основі отриманих залежності (3.1.), (3.3.) побудовано графік зміни ступеня подрібнення маси в залежності від кроку встановлення конусних дисків на вальцях подрібнювального апарату (рис. 3.3.). Встановлено, раціональні параметри при, яких отримали оптимальний ступінь подрібнення стеблової маси. При кроці встановлення $t_p = 30 \dots 45$ мм отримуємо найкращу якість подрібнення з довжиною частинки від 4...5 мм, що цілком забезпечує зоотехнічним вимогам до соковитих кормів типу силос.

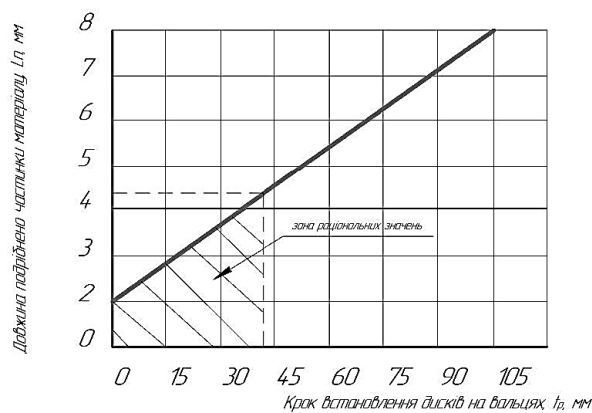


Рис. 3.3. Графічна залежність зміни ступеня подрібнення маси в залежності від кроку встановлення конусних дисків на вальцях подрібнювального апарату

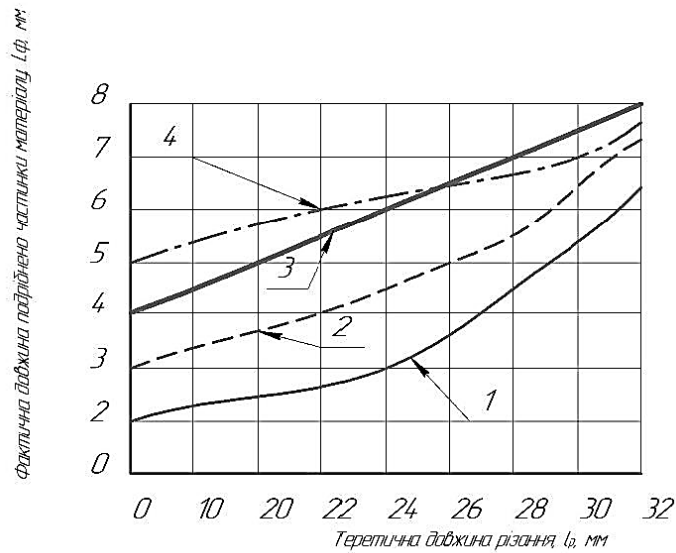


Рис. 3.4. Графічні залежності впливу фактичної довжини подрібнення маси l_{ϕ} від теоретично довжини різання l_p при різних кутах входження частинки:

1 - $\alpha_{\text{в}} = 15^\circ$; 2 - $\alpha_{\text{в}} = 20^\circ$; 3 - $\alpha_{\text{в}} = 25^\circ$; 4 - $\alpha_{\text{в}} = 30^\circ$;

Висновки до розділу 3

1. Подрібнення маси відбувається у горизонтальній площині в поздовжньо-горизонтальному напрямку руху подрібнених стебел. Тому ймовірний ступінь подрібнення належатиме від довжини різання барабана та робочого зазору між дисками вальців і положенням матеріалу в потоці маси.

2. Встановлено, раціональні параметри при, яких отримали оптимальний ступінь подрібнення стеблової маси. При кроці встановлення $t_p = 30 \dots 45$ мм отримуємо найкращу якість подрібнення з довжиною частинки від 4...5 мм, що цілком забезпечує зоотехнічним вимогам до соковитих кормів типу силос. Можна стверджувати, що величина кута входження частинки, довжина різання маси стебел барабаном та крок встановлення дисків на вальцевому подрібнювачі прямопропорційно впливають на фактичну довжину подрібненого матеріалу кормів.

РОЗДІЛ 4. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Методика проведення досліджень

Дослідження є доповненням і перевіркою правильності розроблених математичних моделей процесу скошування рослинної маси косаркою при взаємодії її робочих органів із стеблом рослини та визначення їх оптимальних параметрів.

Об'єкт дослідження - технологічний процес скошування рослинної маси косаркою з сегментно-пальцевим різальним апаратом.

Предмет дослідження – закономірності динамічних процесів у приводі косарки.

Згідно із поставленою метою та задачами дослідження програмою досліджень було передбачено наступне:

- Обґрунтувати способи підвищення продуктивності й енергоефективності різального апарату косарки;
- Дослідити вплив навантаженості на ефективність різального апарату косарки, враховуючи різні режими роботи;
- визначити раціональні конструктивні і кінематичні параметри запропонованого приводного механізму косарки.

Кожним фактором варіювали на двох рівнях. Нижню межу факторів позначали знаком -1, а верхню +1. Число проведених дослідів визначали:

$$N = 2m, \quad (4.1.)$$

де m - число факторів.

Для отримання математичної моделі застосовували методику планування багатофакторного експерименту [38]. Поверхню відгуку описували рівнянням 2-го порядку. При проведенні експериментів фактори, що вивчаються кодували за формулою:

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (4.2.)$$

де X_{i0} - натуральне значення i -го фактору на нульовому рівні;

ΔX_i - інтервал варіювання i -го фактору.

Нульовим називається рівень, що займає центр інтервалу (середнє значення фактора), який визначали за формулою:

$$X_0 = \frac{X_{max} + X_{min}}{2}, \quad (4.3.)$$

де X_0 - числове значення основного рівня;

X_{max} - числове значення верхнього рівня;

X_{min} - числове значення нижнього рівня.

$$\Delta X_i = \frac{X_{max} - X_{min}}{2}, \quad (4.4.)$$

За результатами багатофакторного експерименту визначали функцію відгуку:

$$y = f(x_1, x_2, x_3) \quad (4.5.)$$

Рівняння регресії в закодованому вигляді буде:

$$y = b_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 x_2 + b_{13} x_1 x_3 + b_{23} x_2 x_3 + b_{11} x_1^2 + b_{22} x_2^2 + b_{33} x_3^2 \quad (4.6.)$$

де y - вихідний параметр;

b_0 - загальний ефект дослідження;

$x_1, x_2, x_3, x_{12}, x_{13}, x_{23}$ - кодовані фактори;

$b_1, b_2, b_3, b_{12}, b_{13}, b_{23}$ - коефіцієнти за відповідних значень x .

Математична модель аналізується за програмою множинного регресійного аналізу.

Умови проведення дослідів наведені в матриці планування експерименту і досліджень (Додаток А).

4.2. Результати досліджень

Для підтвердження адекватності теоретичної моделі технологічного процесу роботи приводного механізму косарки проведені дослідження:

- розроблення регульованого пружинного пристрою; фіксування частоти обертання кривошипа на усталеному режимі роботи косарки; викристання на приводі моментоміра для фіксації величини моментів, що передаються приводом косарки.

Виокремлення моменту, який затрачається винятково на привод кривошипа і різального апарата, здійснено за допомогою розробленого моментоміра при

від'єднаному кривошипі з кінематичним ланцюгом: вал з ведучою зірочкою, ланцюгова передача, вал привода з веденою зірочкою. Причому отримані значення є «нульовим рівнем» при визначенні робочих моментів привода косарки на режимах роботи з використанням РПП і без нього. Частота обертання кривошипа прийнята в діапазоні допустимих частот для раціональної роботи різального апарата.

Для виконання експериментальних досліджень було використано три пари пружних елементів із приведеними в табл. 4.1. характеристиками жорсткості.

Таблиця. 4.1.

Фактичні значення рівнів та інтервалів варіювання

Назва і позначення факторів	Рівні вимірювання		Інтервали вимірювання
	-1	+1	
Жорсткість першого пружного елемента x_1 , Н/м	35000	45000	10000
Жорсткість першого пружного елемента x_1 , Н/м	35000	45000	10000
Параметр, що характеризує момент початку (зіткнення) роботи пружнього елемента x_3 , м	0,002	0,006	0,004

Дослідження проводилися на двох основних етапах:

- фіксували значення передаваного крутного моменту ВВП трактора до робочої машини без врахування роботи регульованого пружинного пристрою;
- фіксували значення передаваного крутного моменту ВВП трактора до робочої машини з врахуванням роботи регульованого пружинного пристрою.

Для порівняння результатів з отриманих осцилограм (рис. 4.1.) виділяємо максимальні значення і проводимо їх статистичне опрацювання, на основі чого записано рівняння регресії з дійсними значеннями коефіцієнтів.

$$y(x_1, x_2, x_3) = 0,04823x_1 + 0,06346x_2 + 459975x_3 - 0,000001586x_1x_2 - 7,89x_1x_3 + 14,945x_2x_3 + 0,000324x_1x_2x_3 + 433,1$$

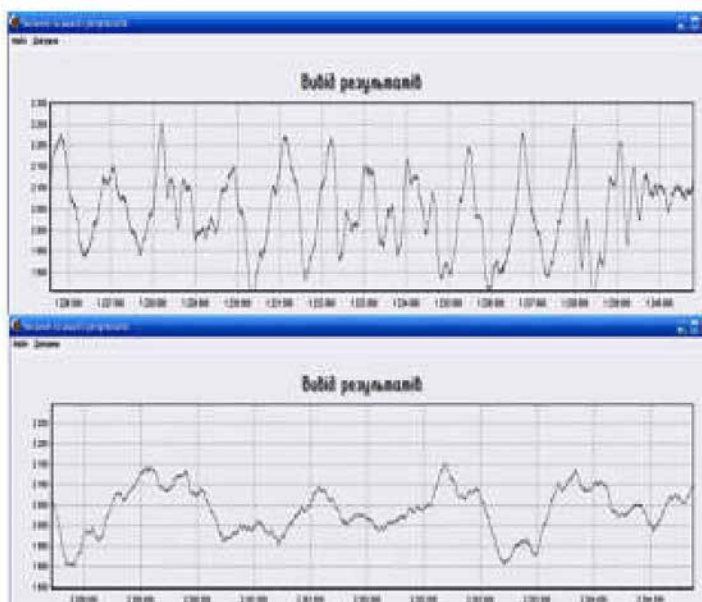


Рис. 4.1. Осцилограми фрагментів досліджень випробувань модернізованої косарки

Результати досліджень наведено на (рис. 4.2).

За отриманими поверхнями відгуку обґрунтовано вибір раціональних конструктивних параметрів приводного механізму косарки як функції кінематичного режиму роботи. На площі, для якої $e = 200 \text{ Нм/м}^2$, частоті $n = 724 \text{ об/хв}$, встановлено найменше споживання потужності при жорсткості першого і другого пружних елементів $k_1 = k_2 = 45000 \text{ Н/м}$; параметра, що характеризує моменти початку (закінчення) роботи пружного елемента $c = 0,002 \text{ м}$.

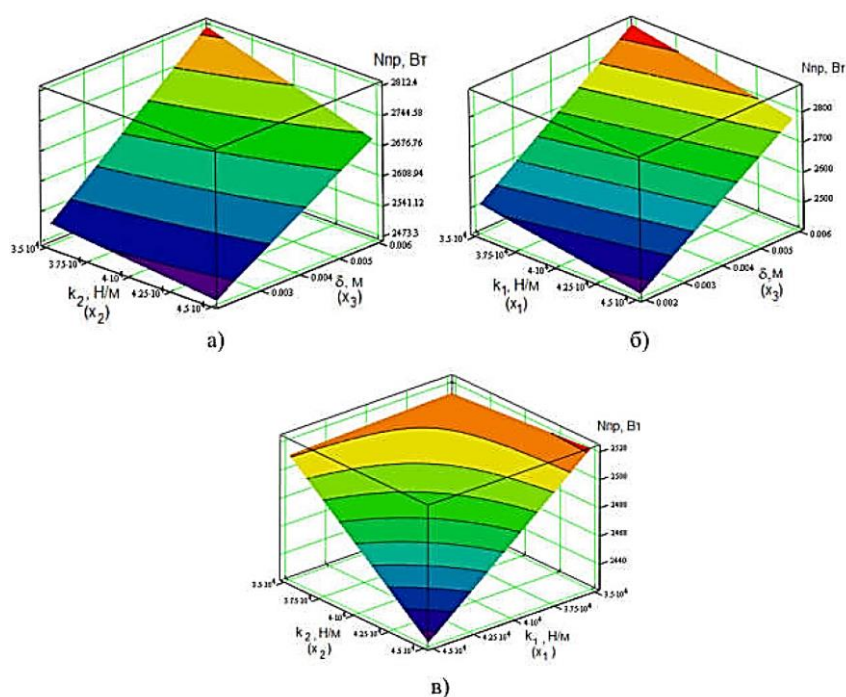


Рис. 4.2. Зміна максимальних значень потужності (Вт) на приводі косарки

при фіксованих раціональних значеннях параметрів: а) $x_1 = 45 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; б) $x_2 = 45 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; в) $x_2 = 0,002 \text{ м}$

На основі співвідношень аналітичної залежності для визначення потужності, яка споживається приводом косарки $N_{\text{пр}}$:

$$N_{\text{пр}} = \omega_1 \left(\frac{J'_{S_{\text{кр}}(\varphi)}}{2} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + \frac{\partial \left(\frac{k_1(x_1(x(\varphi)))^2}{2} \right) + \left(\frac{k_2(x_2(x(\varphi)))^2}{2} \right)}{\partial \varphi} - \frac{v_{S_3}}{\varphi} (P_{\text{зр}}(\varphi) + F(\varphi)) + G_1 \frac{v_{S_1 Y}}{\varphi} + G_2 \frac{v_{S_2 Y}}{\varphi} \right).$$

Виділено момент привода пр M , графічна залежність якого наведена на рис. 4.3.: суцільна лінія відображає процес роботи приводного механізму з РПП, пунктирна - базової конструкції дослідного зразка косарки.

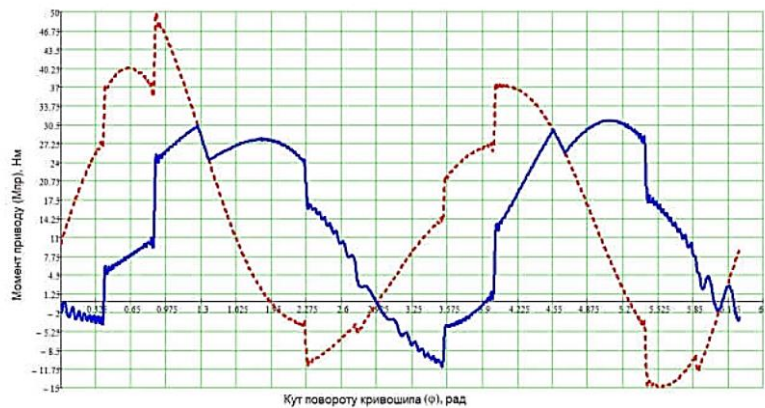


Рис. 4.3. Залежності зміни крутного моменту привода косарки від середньої навантаженості різального апарата

На основі залежності (4.3.) встановлено, що при питомій роботі різального апарата, яка витрачається на зрізування рослин для досліджуваної площі, згладжування пікових значень моментів привода відбувається при жорсткості першого і другого пружних елементів $k_1 = k_2 = 45790 \text{ Н/м}$ (пружина №169, десять з половиною витків), параметра, що характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента - $\delta = 0,002 \text{ м}$, пікові значення моменту привода знижуються на 37,6%.

Даний кінематичний режим різального апарата забезпечено при $n_1 = 724$

об/хв, $v_m = 2,2$ м/с (7,92 км/год), причому при роботі різального апарата на холостому ході ($\varepsilon = 0$) максимальні значення моменту приводу знижуються до 60% у порівнянні з базовим варіантом.

Дослідженнями явища резонансу доведено, що при режимі роботи з $n_1 = 724$ об/хв система не досягає області резонансу, власна частота системи 106 с⁻¹ з жорсткими елементами ($k=k_1 = k_2 = 4,5 \cdot 10^4$ Н/м) і $73,6$ с⁻¹ – з $k=k_1 = k_2 = 4,5 \cdot 10^4$ Н/м, частота вимушених коливань – $12,1$ с⁻¹, наближення до резонансної зони можливе при обертах > 6000 об/хв і 4300 об/хв відповідно.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Проведено аналіз конструкцій відомих подрібнювальних апаратів сучасних кормозбиральних машин, зокрема барабанного, дискового та роторного типу, дозволяє зробити висновок, що зусилля і енергоефективність різання матеріалу, доцільно виконувати апаратами з косим ударом та V-подібними ножами. Запропонована проектна модель пристрою може бути застосована за встановлення раціональних конструкційних параметрів і режимів роботи подрібнювального апарату системи.

2. Встановлено умову безперебійної подачі маси кормів через робочі органи подрібнювача та визначена умова захоплення частинок матеріалу без створень заторів та забезпечення умови незабивання пристрою. Отримано залежність конструкційних параметрів від цих умов.

3. Приймавши механіко-технологічні показники матеріалу та конструктивних параметрів подрібнюючого пристрою, визначено пропускну здатність подрібнювального апарату, яка склала 155 – 170 т/год. З врахуванням коефіцієнта заповнення щілини між вальцями $k = 0,7-0,8$, продуктивність системи подрібнення може становити 108,5 – 136 т/год. На основі отриманих даних отримано графічну залежність пропускну здатності вальцевого подрібнювального апарату в залежності від об'ємної маси матеріалу, що обробляється.

4. Встановлено, раціональні параметри при, яких отримали оптимальний ступінь подрібнення стеблової маси. При кроці встановлення $t_p = 30...45$ мм отримуємо найкращу якість подрібнення з довжиною частинки від 4...5 мм, що цілком забезпечує зоотехнічним вимогам до соковитих кормів типу силос. Можна стверджувати, що величина кута входження частинки, довжина різання маси стебел барабаном та крок встановлення дисків на вальцевому подрібнювачі прямопропорційно впливають на фактичну довжину подрібненого матеріалу кормів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Алієв Е.Б., Яропуд В.М. Фізико-математичний апарат руху насіння в повітряному потоці. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. №2 (97). С. 19-23.
2. Булгаков В.М., Пилипака С.Ф., Яропуд В.М., Захарова Т.Н, Калетнік Г.М. Плоскі вертикальні криві, що забезпечують постійні тиск і швидкість руху матеріальної точки. Вібрації в техніці та технологіях. 2014. № 1 (73). С. 25-33.
3. Калетнік Г.М., Адамчук В.В., Булгаков В.М., Яременко В.В. Дослідження та розробка методів діагностування гідравлічних приводів зернозбиральних комбайнів. Техніка, енергетика, транспорт АПК. №2 (94). 2016. С. 12-19.
4. Грицун А.В., Бабин І.А., Грицун О.А. Деякі результати досліджень мобільного подрібнювача-роздавача стеблових кормів. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2015. №3 (92). С. 17-20.
5. Грицун А.В., Бабин І.А., Грицун О.А. Дослідження впливу кута встановлення робочої грані молотка на зусилля руйнування стеблових матеріалів. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2015. №1 (91). С. 29-32.
6. Грицун А.В., Грицун О.А., Яропуд В.М. Розробка та дослідження нового гичкозбирального робочого органу. Зб. наук. праць ВНАУ Серія: Технічні науки. 2014. № 1 (84). С. 85-92.
7. Гунько І.В., Коваль Л.Г. Енергоощадні безконтактні методи діагностування показників технічного стану мобільної сільськогосподарської техніки. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. №3 (95). С. 89-93.
8. Гунько І.В., Браніцький Ю.Ю., Токарчук О.А. Засоби механізації процесу збирання та подрібнення біоенергетичних культур. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. № 2 (97). С. 129-134.
9. Гунько І.В., Холодюк О.В., Кузьменко В.Ф. Обґрунтування параметрів пристрою для доподрібнення зерна при заготівлі кукурудзяного силосу. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. № 3 (102). С.28-36
10. Гунько І.В., Рябошапка В.Б., Коваль Л.Г. Перспективи розвитку безрозбірного діагностування машино-тракторного агрегату, працюючого з використанням альтернативного палива. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. №3 (98). С. 145-150.
11. Гунько І.В., Кравець С.М., Служанюк М.О. Гідравлічні приводи в системах

- подрібнення деревини. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. №3 (102). С. 70-76.
12. Дудак С.М., Грицака О.М., Спирін А.В. Кінетика процесу вимолоту зерна зернозбиральними комбайнами. Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: Технічні науки. 2015. № 1 (89), Т1. С.53-56.
 13. Павленко В.С., Паламарчук І.П., Цуркан О.В., Полевода Ю.А. З'єднання в машинобудуванні: навч. Вінниця: ПП «ТД Едельвейс і К», 2015. 110 с.
 14. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин: навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл. Т. 1. Ч. 1. Машини та знаряддя для обробітку ґрунту. М-во освіти і науки України, Харк. держ. техніч. ун-т с.-г. – Х.: ОКО, 2001. 443 с.
 15. Ільченко В.Ю., Пономаренко Н.О., Яропуд В.М., Бондаренко А.С. Дослідження першочерговості постановки тракторів на зберігання. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. № 2 (98). С. 49-55.
 16. Ільченко В.Ю., Деркач О.Д., Пономаренко Н.О., Яропуд В.М., Волошин С.В. Пристосованість конструкцій трактора до операцій технічного обслуговування і зберігання. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. № 4 (96). С. 31-36.
 17. Калетнік Г.М., Шаргородський С.А., Браніцький Ю.Ю. Розробка кінематичної схеми причіпного комбайна для збирання енергетичної верби. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. №3 (102). 2018. – С. 11-21
 18. Ковбаса В.П., Спирин А.В., Цуркан О.В. О взаимодействии деформируемой лентозажимного транспортера со стеблем. Сільськогосподарські машини: Зб.наук.ст. 2017. Вип. 37. С. 38- 47
 19. Ковбаса В.П., Солоня О.В., Спирін А.В., Цуркан О.В. Про спрощення критерію вигляду напружено-деформованого стану суцільного середовища. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. № 1 (100), Том 1.С. 44-49
 20. Котов Б.І., Спирін А.В., Зозуляк О.В. Моделювання та ідентифікація процесу сепарації дрібного вороху вібраційно-повітряними очистками зернозбирального комбайну. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. №1 (96). С.26-29
 21. Купчук І.М. Перспективи розвитку конструктивних схем вібраційних приводів транспортних і технологічних машин АПК. Вібрації в техніці та технологіях. 2018. №3 (90). С. 44-52.
 22. Ланець О.С., Боровець В.М., Деревенько І.А. Визначення потужності приводів

- вібраційних машин з силовим та кінематичним збуренням. Вібрації в техніці та технологіях. 2018. № 3 (90). С. 53-61.
23. Kaletnik H., Adamchuk V., Bulgakov V., Kyurchev V., Nadykto V. Main problems in the field of agricultural mechanization in Ukraine. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. №3 (95). С. 6-12.
24. Мазур В.А., Балагура О.В., Журенко Ю.І. Вплив кількості технологічних операцій на фізико-механічні властивості біомаси люцерни при заготівлі сіна. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. №4. С. 9-17.
25. Іскович-Лотоцький Р.Д., Зелінська О.В., Веселовська Н.Р., Веселовський Я.П. Оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу з використанням системного підходу. // Техніка енергетика транспорт АПК. 2017. № 2 (97). С. 109-114.
26. Павленко В.С., Цуркан О.В., Кравченко І.Є. Підшипники кочення. Вибір за статичною та динамічною вантажопідйомністю, конструювання підшипникових вузлів: Київ: «Хай-Тек Прес», 2012. 128 с.
27. Павленко В.С., Цуркан О.В., Кравченко І.Є., Любін М.В. Пасові передачі. Теорія, розрахунки, конструювання: Навчальний посібник. Київ: «Хай-Тек Прес», 2011. 140 с.
28. Пономаренко Н.О., Ільченко В.Ю., Яропуд В.М., Усенко А.І. Аргументація середньої відстані пробігу пересувних засобів технічного обслуговування машин. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. №3 (95).С. 63-66.
29. Пясецький А.А., Звонарьов Є.Г. Впровадження і застосування GPS технологій в сільському господарстві. Техніка, енергетика, транспорт АПК. № 4 (99). 2017. С. 138-141.
30. Шмат К.І., Сисолін П.В., Карманов В.В., Іванов Г.І. Робочі процеси і розрахунок сільськогосподарських машин: навч. посіб. Херсон. держ. техн. ун-т. Херсон: Олді-плюс, 2004. 308 с.
31. Рудницький Б.О., Спирін А.В., Омелянов О.М., Твердохліб І.В. Атестація робочих місць – можливий фактор безпеки сільськогосподарського виробництва. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2015. №2 (90). С. 33-36.
32. Рудницький Б.О., Антонів С.Ф., Запрута О.А. Особливості технології вирощування насіння нових та перспективних сортів бобових трав в умовах

- Лісостепу України. 2017. Вип. №7, том 2. С. 70-76.
33. Серета Л.П., Паладійчук Ю.Б., Зінев М.В. Ефективність застосування гідропривода в машині для подрібнення деревини DP-660 при виготовленні щепи. Промислова гідравліка і пневматика. 2017. № 1 (55).С. 63-69.
 34. Сивак І.О., Деревенько І.А., Островський А.Й. Практикум з механіки матеріалів і конструкцій. Навчальний посібник. Вінниця: ВНАУ, 2011. 144 с.
 35. Сивак Р.І., Деревенько І.А. Короткий курс теоретичної механіки. Вінниця: ТОВ «Вінницька міська друкарня», 2016. 200 с.
 36. Войтюк Д.Г., Булгаков В.М., Кропивко С.В., Онищенко В.Б. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: підруч. для студ. Вузів. Київ, 2005. 464 с.
 37. Солоня О.В. Статика взаємодії абсолютно твердих тіл із сипучим середовищем. Вібрації в техніці та технологіях. 2018. № 3 (90). С. 105-116
 38. Солоня О.В., Купчук І.М. Практикум з теорії механізмів і машин: навчальний посібник. Вінниця: ТОВ «Друк», 2014. 256 с.
 39. Спирін А.В., Котов Б.І., Зозуляк О.В. Моделювання та ідентифікація процесу сепарації дрібного вороху вібраційно-повітряними очистками зернозбирального комбайну. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. №4. С. 42-45.
 40. Твердохліб І.В. Дослідження процесу витирання насіннєвого вороху люцерни. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. № 4(99). С. 77- 83.
 41. Твердохліб І.В., Барановський В.М., Спирін А.В., Полєвода Ю.А. Роль і місце технічного діагностування в системі технічної експлуатації автомобілів в сільському господарстві. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. № 1 (100), Том 1. С. 24-28
 42. Труханська О.О. Підвищення якості ремонту і технічного обслуговування сільськогосподарської техніки. Техніка, АПК. 2018. № 3 (102).
 43. Іванов М.І., Ковальова І.М., Гречко Р.О., Закревський В.П., Мазуренко В.Ф. Удосконалення конструкції механізму регулювання подачі насосів типу PVC 1. Збірник наукових праць. 2017. № 21 (35). С. 370-377.
 44. Цуркан О.В., Павленко В.С., Полєвода Ю.А. Розрахунки передач привода: Методичні вказівки до виконання курсового проекту з навчальної дисципліни «Деталі машин». Вінниця: РВВ ВНАУ, 2011. 87 с.

45. Швець Л.В. Машина для зрізування та подрібнення чагарників. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. № 2 (97). С. 153-161.
46. Янович В.П. Техніко-економічна оцінка вібраційних машин для механічної обробки сипкої сировини. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. № 4 (99). С. 70 – 77.
47. Aliev E., Pryshliak V., Yaropud V. Research of physical and mechanical properties of oil seed crops. MOTROL: Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2017. Vol 19., № 3. P. 103-108.
48. Комана V.P., Burlaka S.A., Kupchuk I.M., Yatskovska R.O. Analysis of technologies of sowing and sowing. Сільське господарство та лісництво. 2018. №11. С. 123–131.
49. Kuzmenko V., Kholodiuk O. Исследование влияния параметров измельчающего аппарата на энергоёмкость процесса резания. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. 2016. Vol. 18, № 3. P. 87-97
50. Spirin A., Borysiuk D., Truhanska O., Shvets L., Zelinsky V. Mathematical model of a wheeled tractor steering axle as an object of diagnostics. ТЕКА. Commission of motorization and energetics in agriculture. 2017. Vol. 17, № 1. P. 41-48.