

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
Інженерно – технологічний факультет
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Допущений до захисту:
т.в.о. завідувача кафедри
к.т.н., доцент Швець Л.В.

(Підпис, вчене звання, прізвище, ініціали)
“ _____ ” листопада 2020 р.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ РІЗАЛЬНОГО АПАРАТА КОСАРКИ

Робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр»
за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

Виконав: студент групи 62-АІ
Михайленко Олександр Володимирович

Керівник: к.т.н., доцент
Труханська Олена Олександрівна

Вінниця - 2020р.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ

ВСТУП

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ, МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

- 1.1. Аналіз технологій та машин для заготівлі кормів
- 1.2. Агротехнічні вимоги до машин для заготівлі кормів
- 1.3. Огляд конструкційних схем різальних апаратів
- 1.4. Параметри, що впливають на різальну здатність ножа
- 1.5. Висновки до розділу, мета і задачі досліджень

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РІЗАЛЬНОГО АПАРАТА КОСАРКИ

- 2.1 Обґрунтування конструктивної схеми косарки
- 2.2 Обґрунтування оптимальних діапазонів технічних параметрів косарки
- 2.3 Обґрунтування кроку ланцюга і діаметра ведучої зірочки
- 2.4 Обґрунтування величини попереднього натягу ланцюга
- 2.5 Обґрунтування діаметру ведучої зірочки
- 2.6. Висновки до розділу

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

- 3.1. Методика проведення досліджень
- 3.2. Результати досліджень
- 3.3. Висновки до розділу

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

ДОДАТКИ

АНОТАЦІЯ

Магістерська робота на тему: «Підвищення ефективності роботи різального апарата косарки» складається із вступу, 3 розділів розрахунково-пояснювальної записки, загальних висновків, списку використаних джерел з 46 назв і 10 аркушів графічної частини. Основний зміст роботи викладений на 78 сторінках машинописного тексту, містить рисунки і таблиці.

Магістерська робота присвячена покращенню виконання процесу заготівлі кормів при скошуванні рослинної маси косаркою удосконаленим різальним апаратом.

У першому розділі наведено агротехнічні вимоги до машин для заготівлі кормів, проведено аналіз технологій та машин для заготівлі кормів, конструкційних схем різальних апаратів, виявлені їх переваги і недоліки, поставлено мету та задачі досліджень.

У другому розділі розроблено математичну модель процесу взаємодії робочого органа з рослинною масою при скошуванні, що дозволило розробити і обґрунтувати конструкцію привода косарки, визначити її конструктивні і технологічні параметри.

У третьому розділі наведено методику проведення досліджень та їх результати.

Використання розробленого енергозберігаючого привода косарки дозволить збільшити продуктивність, знизити енергоспоживання, підвищити надійність елементів механізму при забезпеченні заданої відносної швидкості різального апарата.

Отримані результати можуть бути використані для подальшого удосконалення машин для скошування рослинної маси.

Ключові слова: косарка, різальний апарат, привід, рослинна маса, швидкість, ефективність.

SUMMARY

Master's thesis on the topic: "Improving the efficiency of the cutting machine of the mower" consists of an introduction, 3 sections of the calculation and explanatory note, general conclusions, a list of sources used with 46 titles and 10 sheets of graphics. The main content of the work is set out on 78 pages of typewritten text, contains figures and tables.

The master's thesis is devoted to improving the process of forage harvesting when mowing the plant mass with a mower with an advanced cutting device.

The first section presents agro-technical requirements for machines for forage harvesting, analyzes of technologies and machines for forage harvesting, structural schemes of cutting machines, identifies their advantages and disadvantages, sets the purpose and objectives of research.

The second section develops a mathematical model of the process of interaction of the working body with the plant mass during mowing, which allowed to develop and justify the design of the mower drive, to determine its design and technological parameters.

The third section presents the methodology of research and their results.

Use of the developed energy-saving drive of the mower will allow to increase productivity, to reduce power consumption, to increase reliability of elements of the mechanism at maintenance of the set relative speed of the cutting device.

The obtained results can be used for further improvement of machines for mowing plant mass.

Key words: mower, cutting device, drive, plant mass, speed, efficiency.

ВСТУП

Одним із пріоритетних напрямків розвитку сільськогосподарського виробництва є поліпшення якості кормової бази для тваринництва.

Розвиток галузі тваринництва, збільшення виробництва продукції, підвищення її якості і ефективності залежать від кормової бази та системи годівлі тварин. Через кормову базу здійснюється безпосередній зв'язок між галузями тваринництва і рослинництва. Остання є основним постачальником кормів, і її розвиток визначає й рівень розвитку тваринництва, як безпосередньо, так і через переробну промисловість [1].

Кормоприготування має виключно важливе значення для тваринницької галузі, оскільки продуктивність тварин на 50–80% залежить від чинників зовнішнього середовища, з яких найважливішим є годівля. Поряд з цим необхідно забезпечувати і високу якість отриманого корму за рахунок використання нових вдосконалених машин і технічних засобів.

Природні і сіяні трави, стебла зернових і просапних культур є основою різновиду кормового заготівельного матеріалу. Найбільша кількість поживних речовин (протеїн – прості білки, каротин, вітаміни А та ін.) міститься у зеленій масі (траві, стеблах), яку можна скошувати тільки у літній період. На весь інший період року необхідно мати для годівлі тварин консервовану рослинну масу: сіно, сінаж, силос, трав'яне борошно [2]. Найбільший урожай дають лукові трави, з яких одержують до 40 ц/га сіна. Серед сіяних трав найціннішими є бобові (люцерна, конюшина).

Вирішення цієї проблеми можливе при запровадженні у виробництво високопродуктивних збиральних машин і на першому етапі косарок, які б гарантували скошування кормових культур, особливо під час заготівлі грубих кормів, при їх мінімальних витратах.

Сьогодні процес скошування повністю механізований. На ринку техніки присутня значна кількість конструкцій косарок. Значного поширення набули роторні косарки, вони забезпечують високу швидкість скошування,

мають просту конструкцію ріжучого механізму та системи привода, в деяких мірі дозволяють скошувати полеглі трави [3]. Та при розрахунку витрат потужності на одиницю роботи, вони мають підвищене споживання енергії, якість зрізу при скошуванні багаторічних бобових трав значно нижча через руйнування структури трубчастого стебла багаторічних бобових трав, ніж у сегментно-пальцевих косарок, в зв'язку з чим використання роторних косарок стає не доцільним. Сегментно-пальцеві косарки забезпечують високу якість зрізу, мають просту і надійну конструкцію [4].

Основним недоліком використання сегментно-пальцевих косарок є значна динамічна неврівноваженість ріжучого механізму та механізму привода косарки, що в свою чергу призводить до зниження продуктивності та прискореного зносу деталей косарки [5]. Цей недолік усунено в конструкціях сегментних косарок з гнучким безкінечним ріжучим елементом, що конструктивно являють собою роликівий ланцюг з прикріпленими до нього сегментами. Така конструкція дає можливість використовувати систему привода, виконувати безступінчасте регулювання робочої швидкості, змінювати напрям обертання, використовувати сегменти з різними ріжучими кромками (з насічкою та без). Основним недоліком, що гальмують впровадження таких косарок у масове виробництво є їх низька наукова дослідженість та необхідність переорієнтації виробництва [6].

В той же час сегментно-пальцеві косарки із зворотно-поступальним рухом ріжучого механізму набули значного поширення, вони серійно встановлюються на зернозбиральні комбайни всіх світових виробників, у вітчизняних господарствах всіх форм власності є принаймні одна косарка такої конструкції. Враховуючи все вище сказане, єдиним можливим напрямком інтенсифікації процесу скошування є удосконалення конструкції сегментно-пальцевої косарки. Основні зміни конструкції стосуються компоновки окремих вузлів, механізму агрегування, та системи привода.

Механізм привода активного робочого органу є основним елементом конструкції, а найбільш поширеним приводом ріжучого апарату косарки

завдяки своїй простоті є кривошипно-шатунний механізм. Зазвичай конструкція механізму привода значно складніша ніж ріжучого апарату, це пов'язано з необхідністю зниження шкідливих знакозмінних навантажень, викликаних роботою як ріжучого апарату так і механізму привода. В деяких конструкціях косарок, для забезпечення зворотно-поступального руху та зменшення шкідливих знакозмінних навантажень використовують кулачковий механізм, механізм приводу з коливальною шайбою, кривошипно-шатунний механізм з коромислом, кривошипно-шатунний механізм з поводком. Такі зміни приводять до ускладнення конструкції, зменшення робочого ресурсу, збільшення собівартості. Кривошип та ножі можуть бути зрівноважені за допомогою противаг, що виконують коливальні чи обертальні рухи в протифазі, але це призводить до збільшення маси та ускладнення конструкції. Ріжучий механізм врівноважується за рахунок використання двоножової конструкції, коли в ріжучому апараті використовують дві стрічки ножів, що рухаються назустріч одна одній [7].

Однак, із розвитком сучасної сільськогосподарської техніки актуальним стає гідрофікація привода активних робочих органів сегментно-пальцевої косарки, а вітчизняна промисловість не випускає сучасних сегментно-пальцевих косарок з гідроприводом робочих органів. Тому дане питання залишається відкритим і актуальним для проведення досліджень. [8].

Враховуючи це, в роботі поставлено мету розробити енергозберігаючий привод косарки, що забезпечить задану відносну швидкість різального апарату зі зменшенням негативних дій інерційних сил на привод та енергоспоживання.

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

Предмет дослідження – закономірності динамічних процесів у приводі косарки.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- обґрунтувати способи підвищення продуктивності й енергоефективності різального апарату косарки;

- побудувати математичну модель впливу навантаженості на ефективність різального апарату косарки, враховуючи різні режими роботи;

- обґрунтувати конструктивні і кінематичні параметри запропонованого приводного механізму косарки.

Теоретичні дослідження ґрунтуються на положеннях теоретичної механіки, теорії механізмів і машин, теорії тригонометричних рядів Фур'є, та виконані з використанням прикладного програмного забезпечення для ЕОМ. Опрацювання отриманих результатів здійснено із застосуванням методів математичної статистики, у середовищі Mathcad.

Наукова новизна в наступному:

– розроблено математичну модель технологічного процесу роботи косарки, обґрунтовано конструктивні та кінематичні параметри енергозберігаючого приводного механізму з регульованим пружинним пристроєм;

– описаний процес навантаження різального апарату косарки адитивними неперервними диференційованими функціями шляхом уточнення аналітичних залежностей;

– отримано регресійні залежності зміни потужності на приводі косарки при табулюванні жорсткості пружних елементів та параметрів їх роботи.

Використання запропонованого приводного механізму косарки дозволить підвищити продуктивність і надійність елементів за рахунок зниження енергоспоживання, а виконання технологічного процесу здійснюватиметься з максимальною ефективністю.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ, МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз технологій та машин для заготівлі кормів

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, ворущіння, 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 [9].

Для реалізації технології розсипного сіна фірма SIP Strojna Industrija d. d. пропонує косарку навісну барабанну DRUMCUT 275, зворушувач-спушувач SPIDER400 HGP, валкоутворювач STAR360/10, причіп-підбирач SENATOR28–9 (рис. 1.1).

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.



а) косарка навісна барабанна DRUMCUT 275; б) зворушувач-спушувач SPIDER400 HGP; в) валкоутворювач STAR360/10; г) при-
іп-підбирвач SENATOR28-9

Рисунок 1.1. Комплекс машин для заготівлі розсипного сіна фірми SIP Strojna Industrija d. d.

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 агрегується 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. Питома 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: спушування покосів та сформованих рядів; перевертання покосів; перекидання або спушування 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 покос, 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 KUNN може складатися із косарки-плющилки дискової FC303 RGC, ворушилки GF 642, граблів-

валкоутворювачів роторних GA 4121 GM, прес-підбирача рулонного VB2160 (рис. 1.1) [10].



а) косарка-плющилка дискова FC303 RGC; б) ворушилка GF-642; в) валкоукладач роторний GA 7501; г) валкоукладач роторний GA 7501

Рисунок 1.1 Комплекс машин для заготівлі пресованого сіна фірми KUHN [11].

Косарка-плющилка дискова FC303 RGC призначена для скошування сіяних і природних трав з їх одночасним плющенням та укладанням скошеної маси у валки. Агрегатується 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 [11].

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 [11].

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 [11].

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, граблин, опорних коліс на пневматичних шинах і механізмів регулювання кута розкидання. На кожному роторі встановлено по 6 граблин. 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.1.2).

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.

Рисунок 1.2. Робочий процес ворушилок

Ширина валка при ворущінні становила 650 см, висота 40 см, нерівномірність за шириною валка 1,1%, коефіцієнт спусеності сіна після ворущіння 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 KUNN FB119 призначений для підбирання валків сіна природних і сіяних трав або соломи, пресування у рулони з наступним їх обв'язуванням шпагатом або сіткою [11].

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 [11].

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, вентилязовані 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.

1.2. 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 сіні втрачається через порушення вимог до виконання технологічних операцій [12].

Враховуючи стислі терміни заготівлі сіна, технічні засоби для сінозаготівлі 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 [12].

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 сіяні багаторічні трави –7...9 см. Відхилення від висоти зрізу –не більше 0,5 мм. Втрати трави не повинні перевищувати 2%. Сінозбиральні машини не повинні надмірно ворушити, перетрушувати і засмічувати сіно. Збирати сіно у розсипному вигляді потрібно при вологості 16-18%, а при пресуванні –до 25%. У пересохлому сіні обламується багато листя, а у вологому-розвиваються мікроорганізми, які руйнують поживні речовини. Вологість пров'яленої трави при заготівлі сінажу 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 сінажу не повинні перевищувати 0,5%. При заготівлі подрібненого сіна довжина подрібнених частинок має бути 30-50 мм.

Згрібати сіно у валки слід при вологості 18% і нижче, а при використанні активного вентилявання –при 25-30%. Повне збирання сіна провести за 10-15 робочих днів. Робочі органи сінозбиральних машин не

повинні перетирати сіно, оббивати листочки і суцвіття, забруднювати сіно ґрунтом. Втрати сіна 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 [12].

1.3. Огляд конструкційних схем різальних апаратів

Різальні апарати косарок призначені для скошування природних або сіяних трав, за принципом роботи їх поділяють на апарати підпiрного і безпідпiрного 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 [13].

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.1.3), а їхні схеми і робочі елементи – на (рис. 1.4).

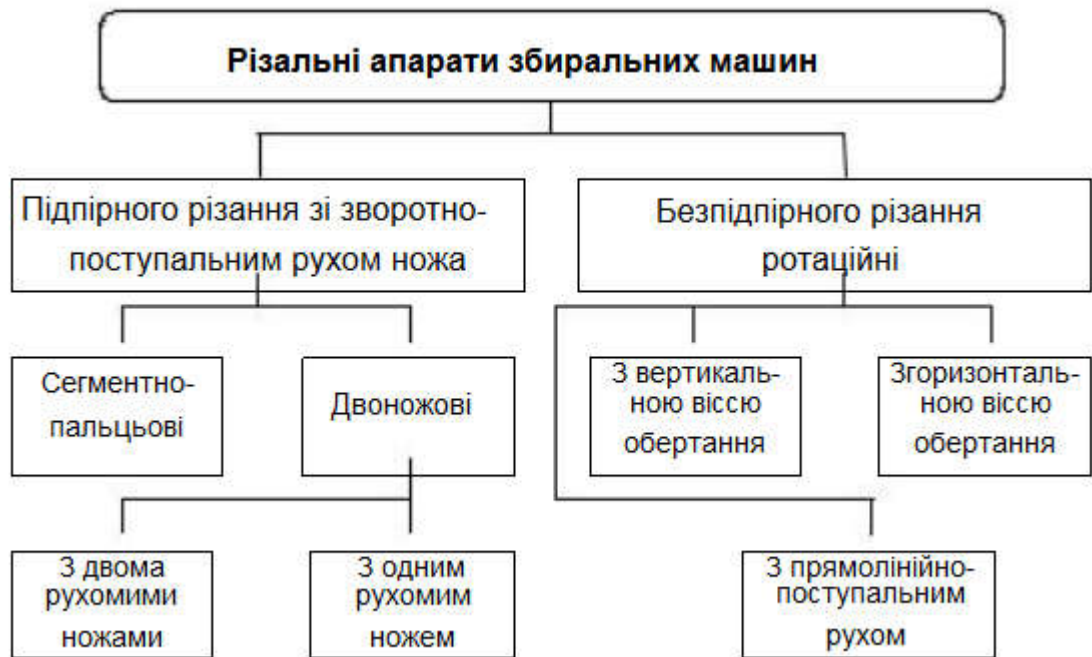


Рисунок 1.3. Класифікація різальних апаратів

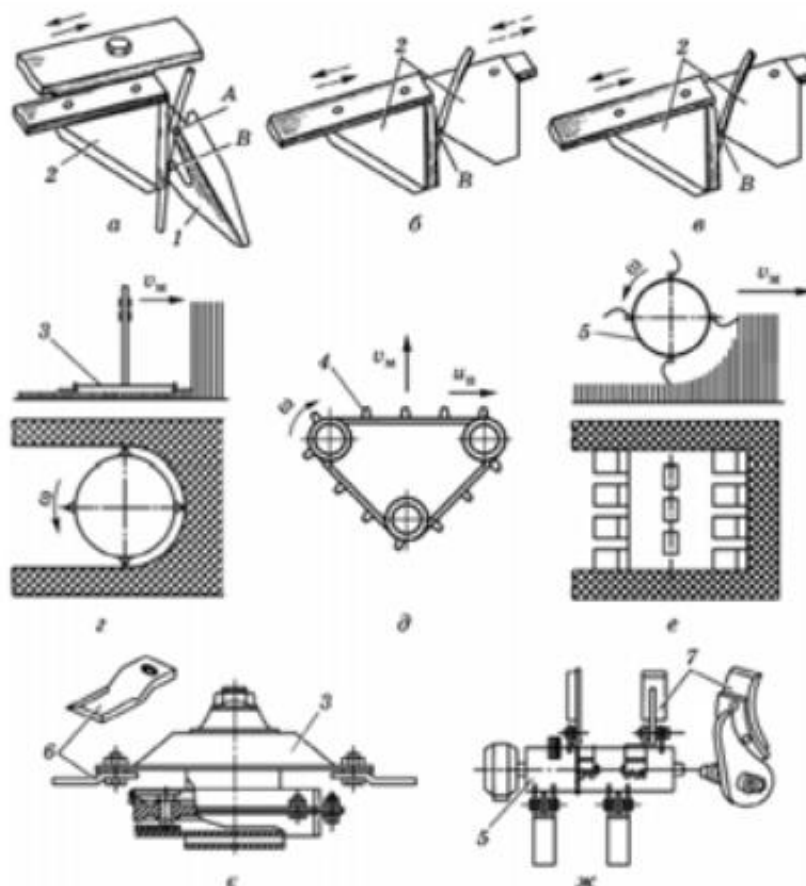


Рисунок 1.4. Конструкційні схеми різальних апаратів: а) сегментно – пальцевий; б) двоножовий з двома рухомими ножами; в) двоножовий з одним рухомим ножем; г) ротаційний з вертикальною вiссю обертання ротора; д)

ротаційний з прямолінійно-поступальним рухом ножів; е) ротаційний з горизонтальною віссю обертання ротора; є) 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.

1.4. 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 [2, 12].

Елементи і параметри ножа. Незалежно від форми ножа його різальна частина має вигляд двогранного клина (рис. 1.5).

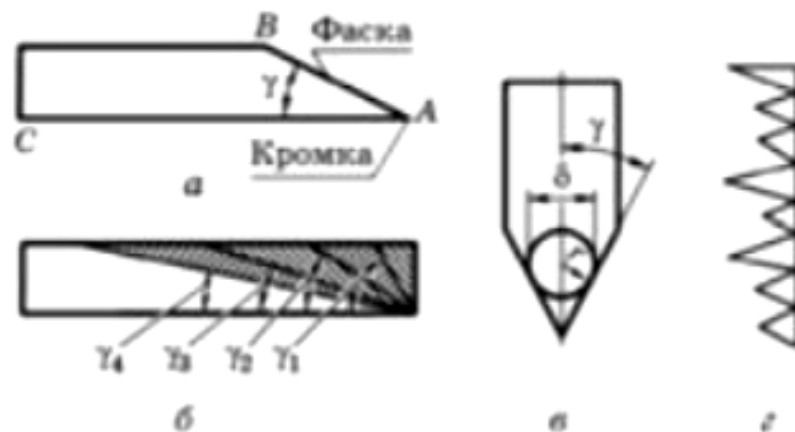


Рисунок 1.5. Елементи і параметри ножа: а, б - кути загострення (γ); в- гострота (δ); г - стан різальної кромки.

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 [12, 13].

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 $F_1 = f_1 N_1$ і $F_2 = f_2 N_2$.

Аналогічно відбувається процес, коли ніж з кутом загострення γ_2 переміщується під дією сили P_2 (рис. 1.6, в) у такому самому матеріалі.

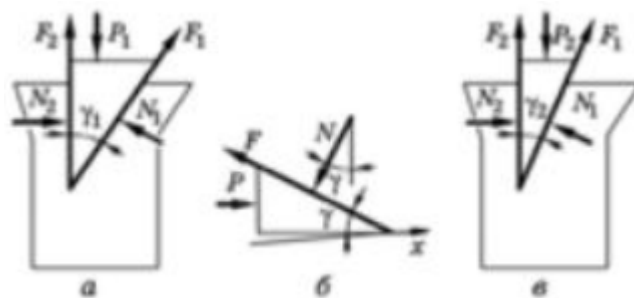


Рисунок 1.6 До визначення впливу кута загострення ножа на зусилля перерізання матеріалу

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

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.

Кінематична трансформація кута загострення. Якщо абсолютна швидкість U_a ножа напрямлятиметься по нормалі n (рис. 1.7), тобто

перпендикулярно до різальної кромки KD, то матеріал перерізатиметься під вихідним кутом загострення γ .

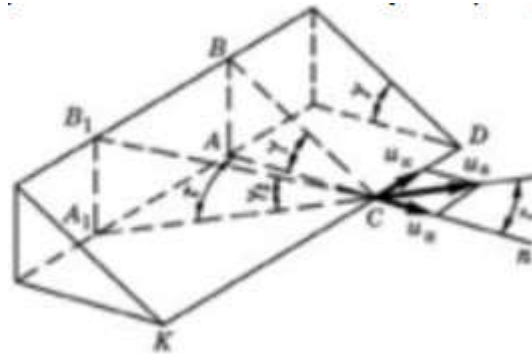


Рисунок 1.7. Схема до визначення трансформованого кута загострення ножа

Якщо напрямок абсолютної швидкості ножа відхилений від нормалі на кут τ , то перерізання матеріалу здійснюватиметься під кутом γ_1 , меншим від кута загострення γ .

Відношення різниці між вихідним кутом загострення γ і трансформованим γ_1 до вихідного називають коефіцієнтом трансформації кута загострення K_γ , тобто:

$$K_\gamma = \frac{\gamma - \gamma_1}{\gamma} \quad (1.2)$$

Кут τ (рис. 1.7) - кут ковзання, а відношення швидкості ковзання U_k до нормальної швидкості U_n , тобто $\varepsilon = U_k / U_n = \text{tg}\tau$ - 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 (рис. 1.7). При цьому вона

набуває форму поздовжнього відрізка еліптичного циліндра. Контур цього відрізка має вигляд дуги еліпса радіусом r_1 (рис. 1.8) [14].

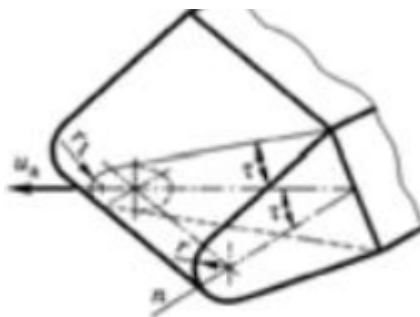


Рисунок 1.8. Схема до визначення трансформованої гостроти ножа

За аналогією з коефіцієнтом трансформації кута загострення коефіцієнт трансформації $K\delta$ гостроти різальної кромки:

$$K\delta = \frac{\delta - \delta_1}{\delta} = 1 - \cos T \quad (1.3)$$

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 [14].

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 [15].

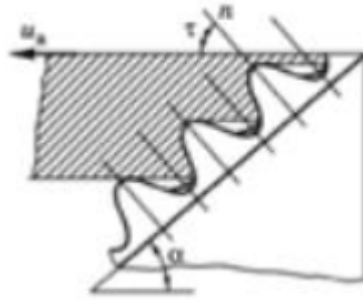


Рисунок 1.9 Схема розміщення різальної кромки з метою забезпечення стійкості її мікрозубців

Сегментно-пальцьові різальні апарати відомі з 1800 р., коли англієць Р. Мейер одержав патент на різальний апарат з прямолінійним зворотно-поступальним рухом ножа, який працював за принципом ножиць [12].

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).

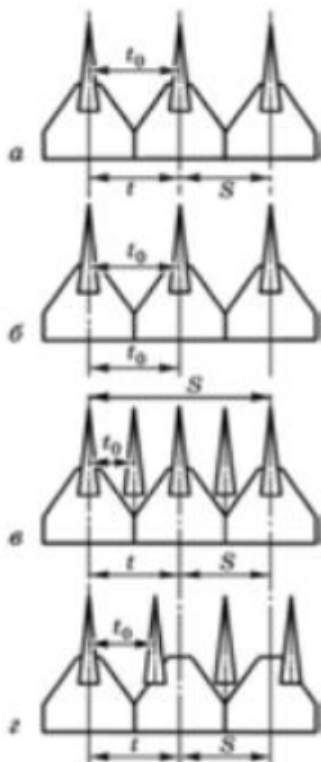


Рисунок 1.10. Схеми сегментно-пальцьових різальних апаратів:

- а - нормального різання з одинарним ходом ножа;
- б - нормального різання з подвійним ходом ножа;
- в - низького різання;
- г - середнього різання.

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 незагатованій 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 протиризальних пластин $60...90^\circ$. Застосовують сегменти із кутом загострення до 35° . Гострота різальних кромки 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 протиризальної 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 апарату значною мірою залежить від зазорів у різальній парі (сегмент — протиризальна 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.

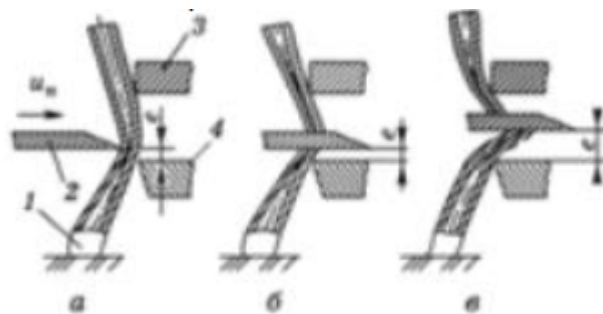


Рисунок 1.11. Схема роботи сегментно- пальцевого різального апарата: а - зближення стінок стебла; б - прогин і зрізування стебла; в - затягування стерні і стебла в зазор; е - зазор між сегментом і протиризальною

частиною; 1 - стебло; 2 - сегмент; 3 — перо пальця; 4 - протиризальна частина пальця (вкладиш).

Ножі збиральних машин приводяться в рух за допомогою кривошипно-повзучого механізму, механізму коливної 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 [17].

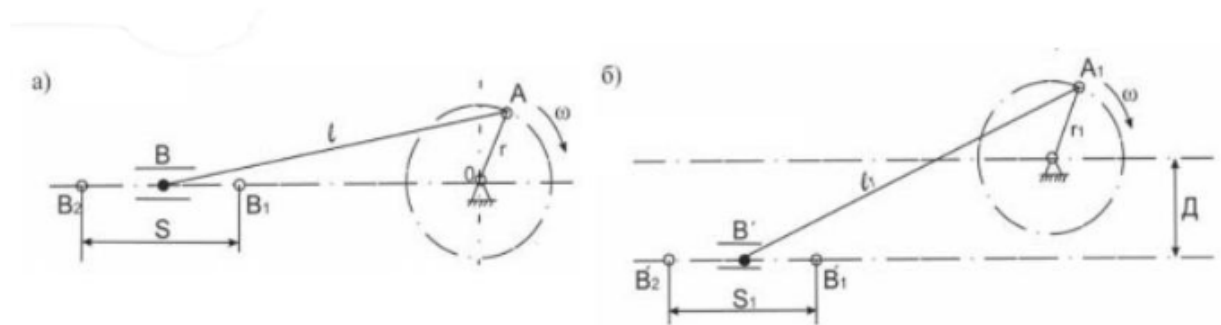


Рисунок 1.12 – Кривошипно-шатунні механізми аксіального (а) і дезаксіального (б) приводу ріжучого пристрою, де B_1B_2 , B , $B'_1B'_2$, B' - положення ріжучої кромки; S - хід ножа з центром в точці O аксіального приводу, м; l , l_1 – довжини шатуна, м; A , A_1 - положення кривошипа; r , r_1 - радіуси 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.

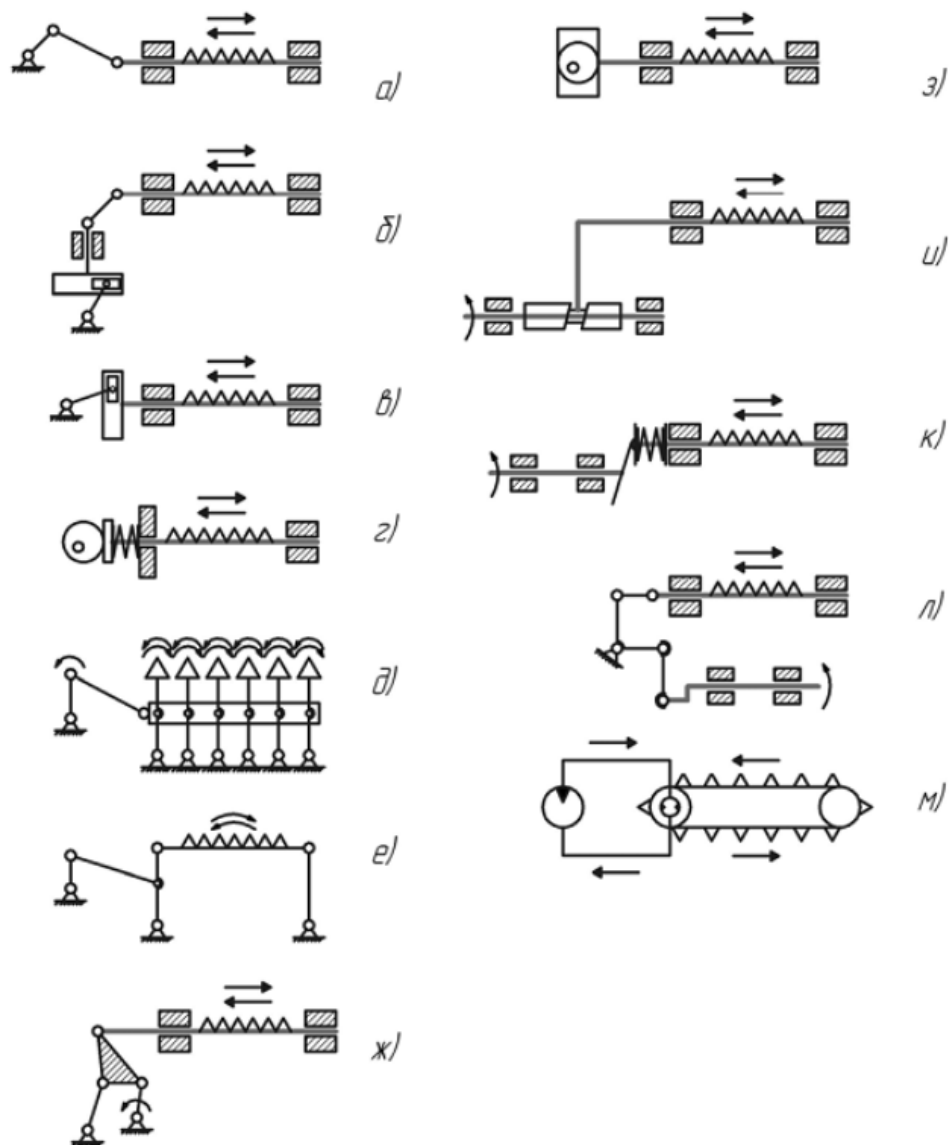


Рисунок 1.13 Кінематичні схеми приводу сегментно-пальцевих ріжучих апаратів косарок: а) дезаксіальний кривошипно-повзунний

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 повертає вилку на певний кут, спричинюючи рух з'єднувальної ланки, яка передає зворотно-поступальний рух ножу [18].

Колівальна 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 унеможливує 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.

1.5. Висновки до розділу, мета і задачі досліджень

Проведено аналіз конструктивних і кінематичних особливостей приводних механізмів, від типу яких залежить якість роботи різального апарату.

Встановлено, що питома потужність косарки із сегментно-пальцевим різальним апаратом менше, приблизно у 3 рази, в порівнянні з косарками із ротаційними різальними апаратами при скошуванні трав 1 га/год і становить біля 3,3 кВт, що є вагомим для енергоощадності.

Встановлено, що збільшення ширини захвату косарки є менш ефективним при роботі на підвищених швидкостях у порівнянні з менш широкозахватними агрегатами.

Для забезпечення раціонального і оптимального кінематичного режиму роботи різального апарату необхідним є збільшення подвійних ходів ножа і частоти обертання кривошипу.

Перспективним напрямком зрівноваження інерційних сил в механізмі є використання пружних елементів в конструкції привода.

Метою роботи є підвищення ефективності роботи різального апарату косарки шляхом розроблення енергозберігаючого привода.

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

Предмет дослідження – закономірності динамічних процесів у приводі косарки.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- обґрунтувати способи підвищення продуктивності й енергоефективності різального апарату косарки;

- побудувати математичну модель впливу навантаженості на ефективність різального апарату косарки, враховуючи різні режими роботи;

- обґрунтувати конструктивні і кінематичні параметри запропонованого приводного механізму косарки.

РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РІЗАЛЬНОГО АПАРАТА КОСАРКИ

2.1 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.

Рисунок 2.1. Косарка КС-Ф-2,1 Б-4.

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 [23], 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.

Рисунок 2.2. Ротаційна косарка КРН-2,1А: 1- ріжучий апарат; 2 – зрівноважуючий механізм; 3 – підрамник; 4 – стойка; 5 – гідро обладнання; 6

– навіска; 7 – механізм приводу; 8 – тяговий запобіжник; 9 – кронштейн; 10 – польова дошка.

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.

Рисунок 2.3. Машина для зрізу мітелок сорго і суданки СМ-2,6

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 переміщуються до різального апарату жнивarki.

Рисунок 2.4. Комбайн для збирання очерету

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 жнивваркою. Рослини після зрізу укладаються на транспортер рослин, який подає їх в причіп.

З метою захоплення більшої кількості рослин при поданні їх до різального апарату жнивварки 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 регулювального 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 гідроприводу 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-пальцевих 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.

Рисунок 2.5 – Схема конструкції косарки з комбінованими ріжучими елементами

Ріжучий апарат забезпечений розподільником, реверсивним управлінням напрямку руху безконечного тягового елемента, а для кожного сегменту і протиріжучої пластини одна з ріжучих кромки 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.

Безконечний тяговий елемент 7 виконаний у вигляді роликового 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 погрішністю можна вважати, що стебло зрізується рубаючим способом, оскільки кут нахилу кромки леза протиріжучої пластини $\beta = 7^{\circ}40''$ і коефіцієнт ковзання не перевищує $f = \operatorname{tg}\beta = 0,13$ [25].

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 рисунку 2.6 зображена схема косарки з гідравлічним приводом ріжучих елементів. Косарка включає основні вузли: різальний апарат 1, гідромотор 2, навісне обладнання 3 із замком автозчеплення і підйомний механізм 4 з гідроциліндром 5.

Рисунок 2.6 – Схема косарки

На (рис. 2.7) 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.2.7,а) показаний розріз А-А. На (рис. 2.7,б) 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 протиріжучою пластиною 11.

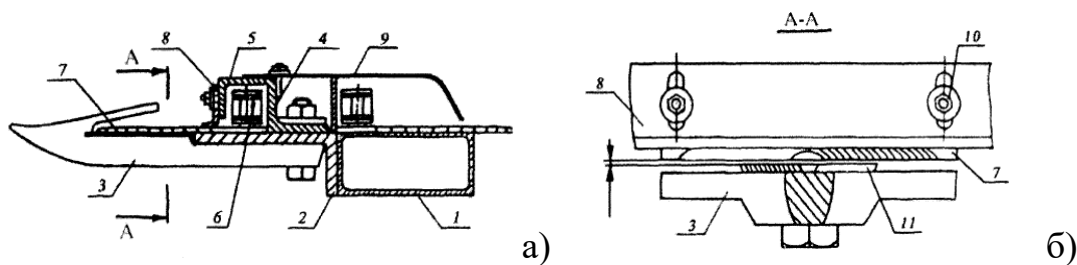


Рисунок 2.7 – Ріжучий апарат косарки

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.

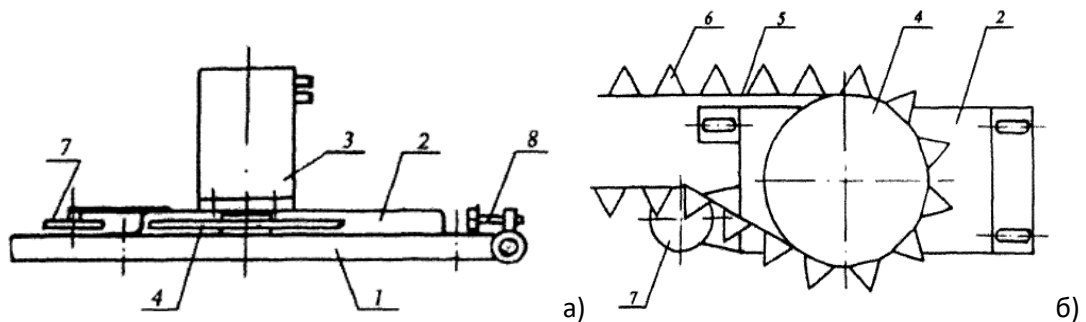


Рисунок 2.8 – Схема привода косарки: а – вид з переду, б-вид зверху

Підйомний механізм (рис. 2.9) 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.

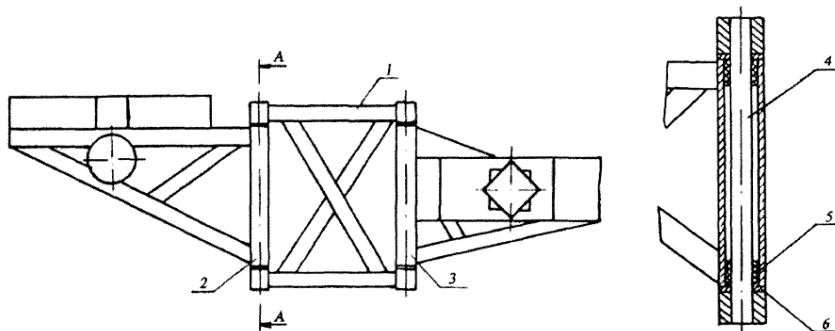


Рисунок 2.9 – Схема підйомного механізму косарки

2.2 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 .

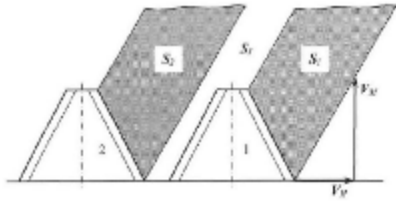
Рослини, що знаходяться на цій площі, надалі відгинаються міжпальцевою ділянкою бруса. Потім ці рослини наступним ножем відгинаються до протирізальної пластини і пучком перерізаються.

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

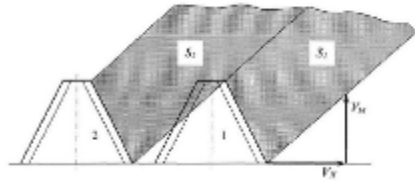
У третьому випадку (рис. 2.10,в) шлейфи S_1 і S_2 накладаються один на одного, утворюючи загальну зону площею S_4 .

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 [26].

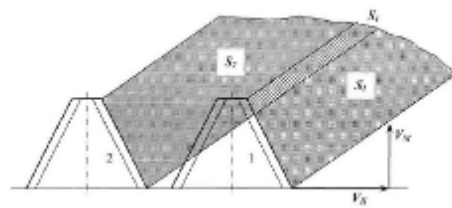
Визначим співвідношення швидкості V_M/V_H для другого випадку, користуючись розрахунковою схемою, зображеною на (рис. 2.10).



а)



б)



в)

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

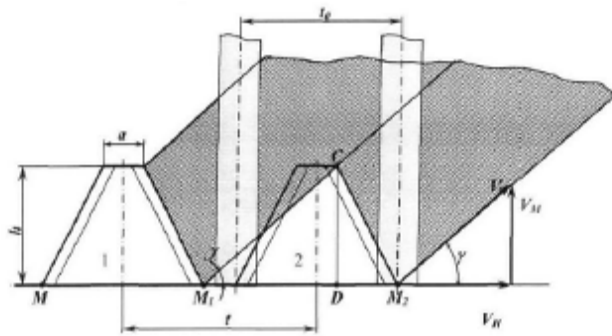


Рисунок 2.11. Розрахункова схема для визначення раціонального співвідношення швидкості V_M і V_H

Із трикутника M_1CD :

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{CD}{M_1D}; \quad (2.1)$$

$CD=h$

Визначим M_1D

(2.2)

де t – крок сегментів;

Нижня основа сегмента $M_1M_2=t_0$, величина DM_2

(2.3)

де t – крок сегментів;

a – мала основа сегмента

(2.4)

Підставимо значення CD і M_1D , отримаємо

(2.5)

Оскільки:

(2.6)

тоді

$$\frac{V_i}{V_j} = \frac{2h}{2t - t_0 + a} \quad (2.7)$$

Співвідношення швидкості

$$\frac{V_M}{V_H} = \kappa \quad (2.8)$$

Тоді рівняння (2.7) матиме вигляд

(2.9)

Таким чином, виходячи з умови рівномірності навантаження на кромку ножа, найбільш оптимальним є співвідношення швидкостей, визначене за формулою (2.9). Як видно, в правій частині рівності присутні геометричні параметри елементів різального апарату.

2.3 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 роликовий 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 [27]. Це значення набуває для веденої зірочки $z_2 = 16$.

Діаметр веденої зірочки :

2.4 Обґрунтування величини попереднього натягу ланцюга

При роботі косарки сегменти сприймають дію сили різання. Сегменти мають можливість відхилитися 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.

$$\sum M_A = 0; \tag{2.10}$$

Визначимо значення a і b із трикутника ABC (2.11)

З трикутника BDM (2.12)

Підставивши значення a і b із рівнянь (2.11) та (2.12) в рівняння отримаємо (2.13)

(2.13)

Розв'язавши рівняння (2.13) відносно a , отримаємо

(2.14)

На основі формули (2.14) побудована сітчаста діаграма для визначення оптимальної сили натягу ланцюга. Номограма показана на рисунку 2.12.

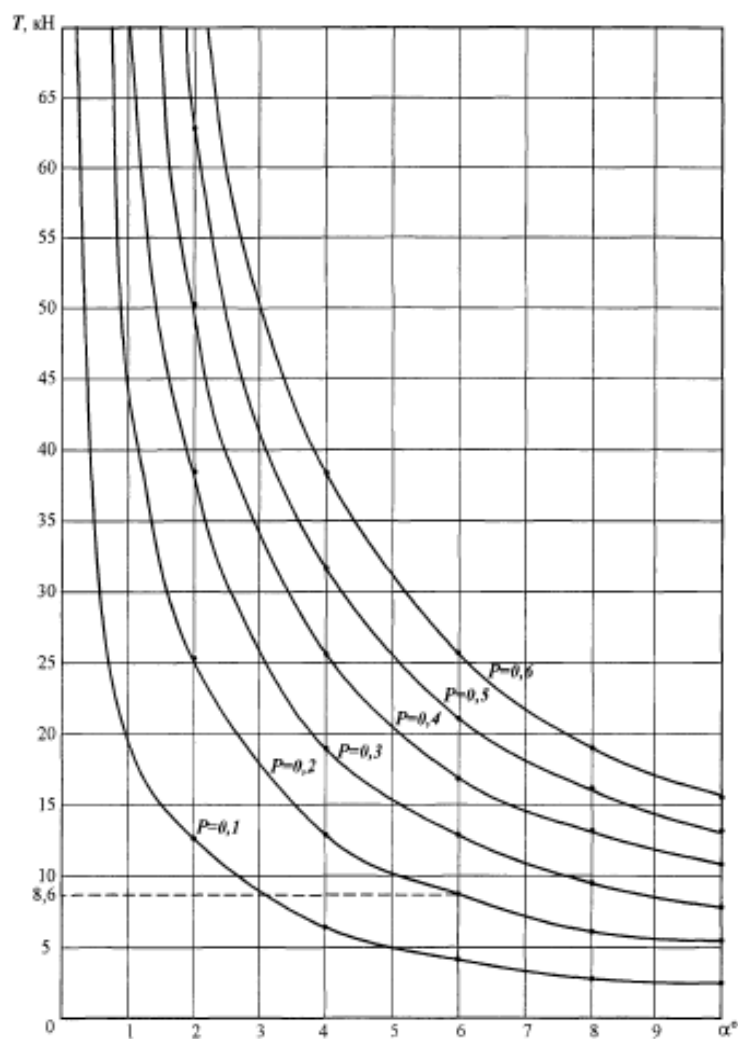


Рисунок 2.12. Номограма для визначення оптимальної сили натягу ланцюга ріжучого апарата.

Прийнявши в якості приклада значення $a = 6^\circ$ 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 M визначається по формулі

$$(2.15)$$

де T - оптимальна сила натягнення ланцюга, визначається по номограмі (рис. 2.12); h - крок гвинта.

2.5. Обґрунтування діаметру ведучої зірочки

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. Згідно [28] допускається приймати зірочки з мінімальним числом зубів, рівним 13. Прийmemo це число для паразитної зірочки.

Тоді діаметр d_3 .

$$D_3 = z_3 t_{ц} / \Pi = 65 \text{ мм}$$

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.

З розрахункової схеми (рис. 2.11)

$$(2.16)$$

Із трикутника OBC

$$(2.17)$$

по умові:

$$(2.18)$$

$$(2.19)$$

Підставивши значення BC і OB із (2.18) та (2.19) у вираз (2.17), отримаємо:

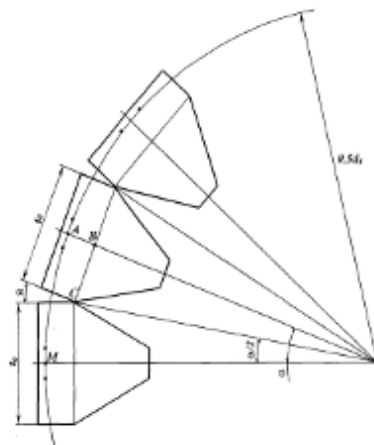


Рисунок 2.13 – Розрахункова схема для обґрунтування кроку сегментів
(2.20)

Крок сегментів рівний довжині дуги AM
(2.21)

Підставивши в кінцеву рівність значення α із (2.21), отримаємо кінцеве перетворення:
(2.22)

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.

Потрібна потужність на привід різального апарату [26]

(2.23)

де $N_{рез}$ - потужність, необхідна на подолання опору різання стебел;

η - к.п. д. приводу.

Потужність, необхідна для того, що зрізати рослину

(2.24)

де R - сила опору руху різального апарату, Н;

V - швидкість ножа, м/с.

Сила R :

(2.25)

де p – опір руху одного ножа;

z - число ножів беручих участь в процесі різання.

Коефіцієнт корисної дії

(2.26)

де η_m - механічний ККД привода;

η_r - гідравлічний ККД привода.

Опір різанню

(2.27)

де q_0 - граничний опір різання і тертя ($q_0=750 \text{ Н/в}$); l – довжина ножа.

Рівняння (2.23) матиме вигляд:

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 (2.28), отримаємо $N_{np} = 3788 \text{ кВт}$.

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.

З [29, 30] вибраний мотор 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: - Номінальна - Максимальна	об/хв:	276 650
3	Об'ємна витрата рідини	см ³ /с.	500
4	Тиск на виході: - Номінальне - максимальне	МПа	16 21
5	Максимальний тиск дренажу	МПа.	1
6	Коефіцієнт корисної дії :	Гідромеханічний Повний	0,85 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, на вал: - Радіальна - Осьова	Н	6000 3000

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

Частота обертання гідромотора:

(2.29)

де n_d - частота обертання вала гідромотора;

n_n - частота обертання вала гідронасоса;

i - передаточне співвідношення між валом двигуна і валу насоса.

Передаточне співвідношення:

(2.30)

де Q_d - робочий об'єм гідродвигуна;

Q_n - робочий об'єм гідронасоса;

η_n - об'ємний ККД гідронасоса.

Швидкість ножа:

(2.31)

де D – діаметр ведучої зірочки

Із виразу (2.31)

(2.32)

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

(2.33)

Мінімальна швидкість ножа, що забезпечує якісне зрізання, становить $V=2.15$ м/с.[31]. Приймем $V=2.8$ м/с. Робочий об'єм гідродвигуна становить

$Q_d=100\text{см}^3$, робочий об'єм насоса $Q_n=32\text{ см}^3$. Об'ємний ККД гідродвигуна $\eta_o=0.92$ і гідронасоса $\eta_n=0.95$

Підставивши ці значення у вираз (2.33), визначимо:

$$D=0.137\text{ м}$$

Число зубів ведучої зірочки :

2.6. Висновки до розділу

На основі проведених теоретичних досліджень обґрунтовано конструктивну схему різального апарата з КШМ приводним механізмом косарки.

Досліджено основні кінематичні параметри елементів КШМ приводного механізму, сформульовано розрахункову модель енергоспоживання в процесах скошування з використанням регульованого пружинного пристрою, визначено показники енергоефективності його роботи.

Обґрунтовано модель навантаженості різального апарата, в результаті чого обґрунтовано співвідношення її складових: сили інерції – 54%; сили опору зрізування – 40%; сили тертя – 6% – при швидкості поступального руху машини 2, 2м/с.

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. 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:

$$N = 2m \quad (3.1)$$

де m - число факторів.

Рівні варіювання факторів приведені в (табл.3.1).

Таблиця 3.1. Матриця плану і рівні варіювання факторів

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

$$x_i = \frac{X_i - X_{i0}}{\Delta X_i}, \quad (3.2)$$

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:

$$X_0 = \frac{X_{max} + X_{min}}{2}, \quad (3.3)$$

де X_0 - числове значення основного рівня;

X_{max} - числове значення верхнього рівня;

X_{min} - числове значення нижнього рівня.

Визначали інтервали варіювання факторами:

$$\Delta X_i = \frac{X_{max} - X_{min}}{2}, \quad (3.4)$$

За результатами багатофакторного експерименту визначали функцію відгуку:

$$y = f(x_1, x_2, x_3). \quad (3.5)$$

Рівняння регресії в закодованому вигляді буде:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{33}x_3^2, \quad (3.6)$$

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).

3.2. 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; використання 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. 3.2 характеристиками жорсткості.

Таблиця. 3.2 Фактичні значення рівнів та інтервалів варіювання

Назва і позначення факторів	Рівні варіювання		Інтервали варіювання
	-1	+1	
Жорсткість першого пружного елемента x_1 , Н/м	35000	45000	10000
Жорсткість другого пружного елемента x_2 , Н/м	35000	45000	10000
Параметр, що характеризує момент початку (зіткнення) роботи пружного 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. 3.1) виділяємо максимальні значення і проводимо їх статистичне опрацювання, на основі чого записано рівняння регресії з дійсними значеннями коефіцієнтів.

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

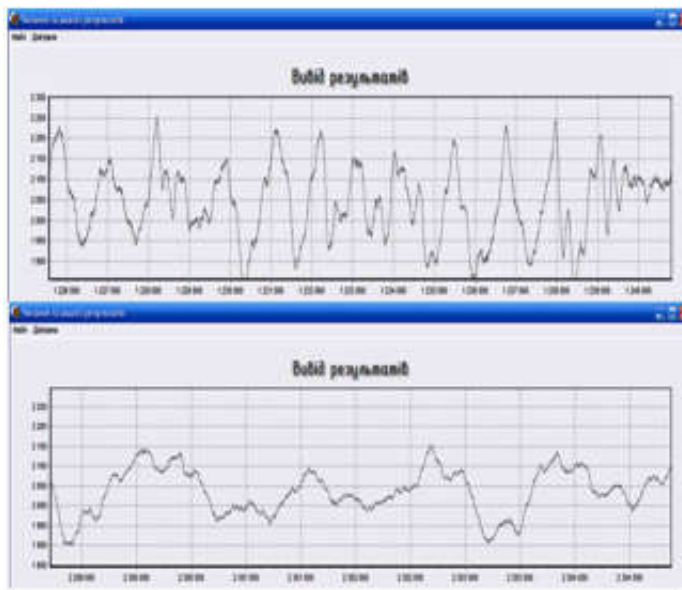


Рисунок 3.1 Осцилограми фрагментів досліджень випробувань модернізованої косарки

Результати досліджень наведено на (рис. 3.2).

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 $n = 724$ 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 елементу $c=0,002\text{ м}$.

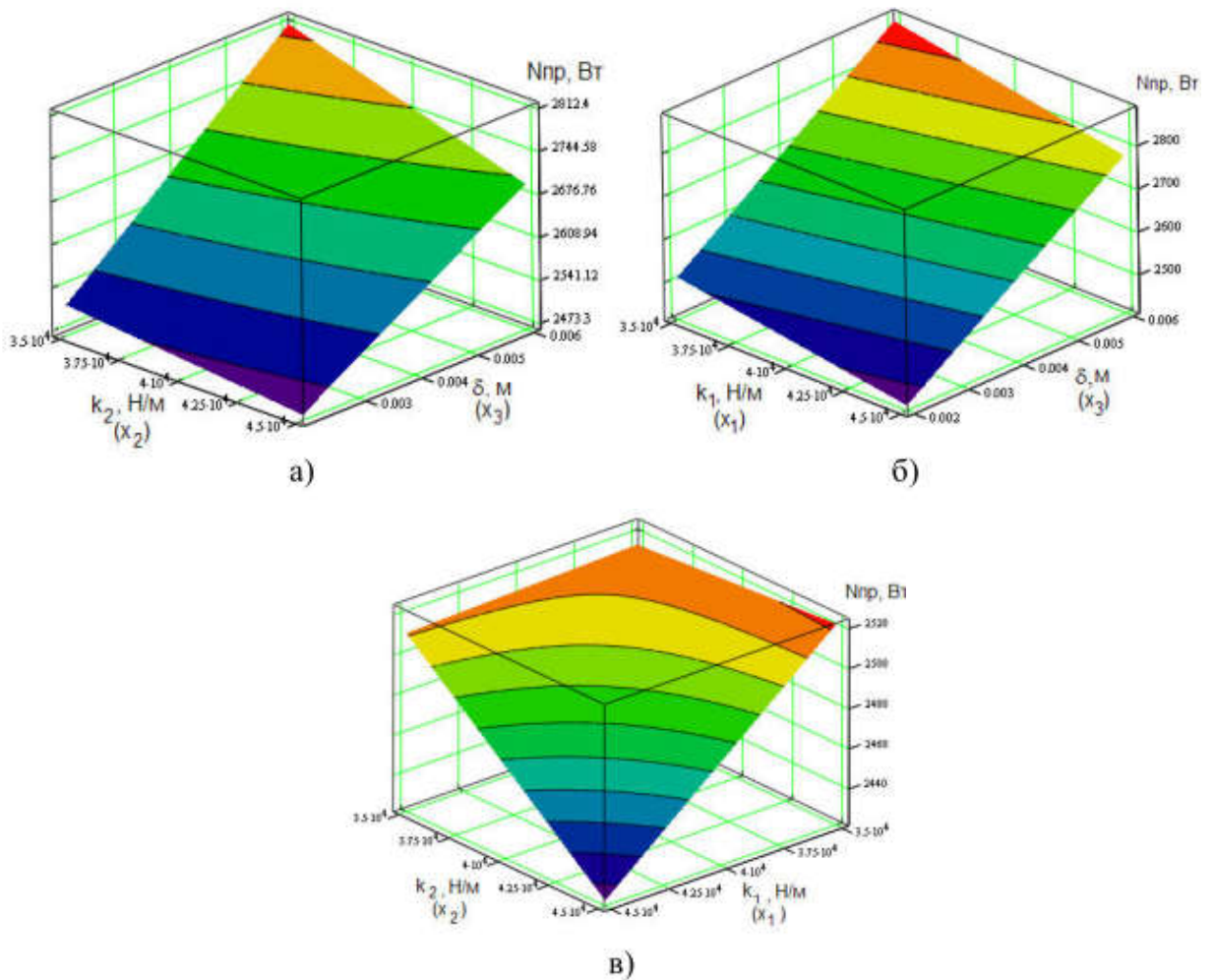


Рисунок. 3.9. Зміна максимальних значень потужності (Вт) на приводі косарки при фіксованих раціональних значеннях параметрів: а) $x_1=45 \cdot 10^3\text{Н/м}$; б) $x_2=45 \cdot 10^3\text{Н/м}$; в) $x_3=0,002\text{м}$.

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

$$N_{пр} = \omega_1 \left(\frac{J'_{S_{\varphi}}(\varphi)}{2} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + \frac{\partial \left(\frac{k_1(X_1(x(\varphi)))^2}{2} + \frac{k_2(X_2(x(\varphi)))^2}{2} \right)}{\partial \varphi} - \frac{\mathfrak{G}_{S_1}}{\dot{\varphi}} (P_{зр}(\varphi) + F(\varphi)) + G_1 \frac{\mathfrak{G}_{S_1, Y}}{\dot{\varphi}} + G_2 \frac{\mathfrak{G}_{S_2, Y}}{\dot{\varphi}} \right).$$

виділено момент привода пр M , графічна залежність якого наведена на рис. 3.10: суцільна лінія відображає процес роботи приводного механізму з РПП, пунктирна – базової конструкції дослідного зразка косарки.

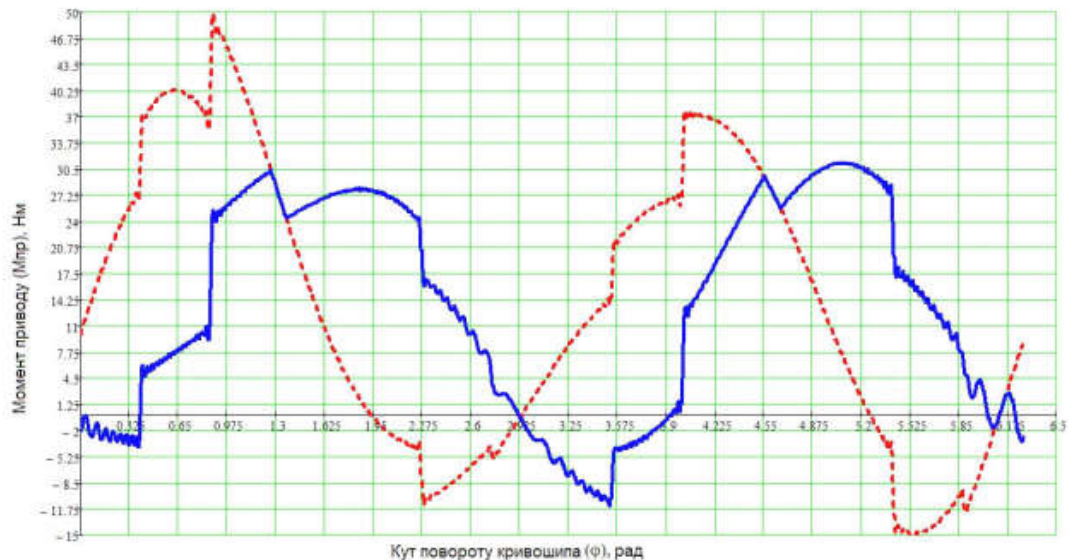


Рисунок 3.10. Залежності зміни крутного моменту привода косарки від середньої навантаженості різального апарата

На основі графічної залежності (рис. 10) 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 $k_1 = k_2 = 45790$ Н/м (пружина № 169, десять з половиною витків), параметра, що характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента – $\delta = 0,002$ м, пікові значення моменту привода знижуються на 37,6%.

Даний кінематичний режим різального апарата забезпечено при $n_1 = 724$ об/хв, $\vartheta_m = 2,2$ м/с (7,92 км/год), причому при роботі різального апарата на холостому ході ($\varepsilon = 0$) максимальні значення моменту привода знижуються до 60% у порівнянні з базовим варіантом (рис. 11).

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 $k = k_1 = k_2 = 2,2 \cdot 10^4$ Н/м, частота вимушених коливань – $12,1$ с⁻¹, наближення до резонансної зони можливе при обертах >6000 об/хв і 4300 об/хв відповідно.

3.3. Висновки до розділу

Проведені дослідження з визначення енергетичних параметрів приводного механізму косарки.

Для підтвердження адекватності теоретичної моделі технологічного процесу роботи приводного механізму косарки запропоновано проведення досліджень, що включають етапи: розроблення й виготовлення РПП; фіксування частоти обертання кривошипа на усталеному режимі роботи косарки; встановлення на приводі приладу для фіксації величини моментів, що передаються приводом косарки.

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

Розроблено методику визначення частоти обертання кривошипа косарки, запропоновано технологію проведення й опрацювання результатів натурних експериментальних досліджень, яка полягає у наступному. Косарка працює в агрегаті з міні-енергозасобом, за показами спідометра якого встановлюється частота обертання кривошипа через ряд виведених перевідних коефіцієнтів.

Особливістю конструкції енергозасобу є багатоваріантність поєднань передавальних чисел кінематичних ланцюгів: головного потоку – привода коліс та потоку вала відбору потужності. Завдяки цьому він має значний ступеневий діапазон поступальних швидкостей агрегату в цілому, а також його конструкція передбачає чотири робочих швидкості ВВП.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Проведено аналіз конструктивних і кінематичних особливостей приводних механізмів, від типу яких залежить якість роботи різального апарату.

Встановлено, що питома потужність косарки із сегментно-пальцевим різальним апаратом менше, приблизно у 3 рази, в порівнянні з косарками із ротаційними різальними апаратами при скошуванні трав 1га/год і становить біля 3,3 кВт, що є вагомим для енергоощадності.

Встановлено, що збільшення ширини захвату косарки є менш ефективним при роботі на підвищених швидкостях у порівнянні з менш широкозахватними агрегатами.

Для забезпечення раціонального і оптимального кінематичного режиму роботи різального апарату необхідним є збільшення подвійних ходів ножа і частоти обертання кривошипу.

Перспективним напрямком зрівноваження інерційних сил в механізмі є використання пружних елементів в конструкції привода.

Розроблено методику визначення частоти обертання кривошипа косарки, запропоновано технологію проведення й опрацювання результатів натурних експериментальних досліджень, яка полягає у наступному. Косарка працює в агрегаті з міні-енергозасобом, за показами спідометра якого встановлюється частота обертання кривошипа через ряд виведених перевідних коефіцієнтів.

За розробленою математичною моделлю досліджено ефективність роботи енергозберігаючого привода косарки при $n_1 = 540 \dots 1000$ об/хв. Встановлено, що для частоти обертання кривошипа $n_1 = 724$ об/хв зменшується енергоспоживання, тобто зниження максимальних значень моменту привода: на холостому ході – до 83%; при роботі з питомим навантаженням ($\varepsilon = 150 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{м}^2$) – до 23,3...46,7%; для середнього навантаження різального апарату ($\varepsilon = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{м}^2$) – до 20,1...42,2%; при

роботі різального апарата з питомим навантаженням ($\varepsilon = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}/\text{м}^2$) - до – 17,6...37,1%.

Проведені дослідження з визначення енергетичних параметрів приводного механізму косарки.

Розроблено регульований пружинний пристрій, що забезпечує зниження максимальних моментів на приводі.

Особливістю конструкції енергозасобу є багатоваріантність поєднань передавальних чисел кінематичних ланцюгів: головного потоку – привода коліс та потоку вала відбору потужності. Завдяки цьому він має значний ступеневий діапазон поступальних швидкостей агрегату в цілому, а також його конструкція передбачає чотири робочих швидкості ВВП.

При розрахунку продуктивності косарки і, відповідно, розробленого агрегату встановлено, що $W = 1,09$ га/год, що на 0,35 га/год (47,3%) більше продуктивності базової конструкції косарки. Річний економічний ефект складе 5141 грн на одну машину.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Економіка сільського господарства: навч. посіб. / В. К. Збарський, В. І. Мацибора, А. А. Чалий [та ін.]; за ред. В. К. Збарського і В. І. Мацибори. К.: Каравела, 2009. 264 с.
2. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: Навчальний посібник / За ред. Д.Г. Войтюка, С.С. Яцун, М.Я. Довжик. Суми: ВТД «Університетська книга», 2008. 543 с.
3. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студент. вищ. навч. закл. / За ред. М.І. Черновола. Кн. 2: Машини для рільництва / П.В. Сисолін, Т.І. Рибак, В.М. Сало; За ред. М.І. Черновола – К.: Урожай, 2002. 364 с.

4. Серета Л.П. Математична модель гідропривода сегментно-пальцевого різального апарату косарки / Серета Л.П., Зінев М.В. // Промислова гідравліка і пневматика: всеукр. наук.-техн. журн. Вінниця: ВНАУ. 2016. №4(54). С. 60-70.

5. Серета Л.П. STUDY OF THE MATHEMATICAL MODEL OF HYDRAULIC DRIVESSEGMENT-FINGER MOWER UNIT / Л.П Серета, В.С. Руткевич, М.В. Зінев // Всеукраїнський науково –технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» / Редколегія: Калетнік Г.М. (головний редактор) та інші. Вінниця. 2018. №1(100). С.111-122.

6. Паладійчук Ю.Б., Зінев М.В. Методи зменшення шкідливих вібраційних навантажень в сегментно-пальцевому ріжучому механізмі косарки. Матеріали XVII міжнародної науково-технічної конференції «Вібрації в техніці та технологіях», 11-12 жовтня 2018р.: Тези доповідей. Дрогобич-Посвіт, 2018. С.26-28.

7. Навесные дисковые косилки Krone [Електронний ресурс]. Режим доступу: http://ruf-2.ru/d/190883/d/ec_ru.pdf

8. Косилка сегментная КСФ–2.1 [Електронний ресурс]. Режим доступу: <http://www.pkf-agromash.ru/catalog/fodderharvest/mowing-machine/21>

9. Кошук О.Б. Сільськогосподарські і меліоративні машини: Навчальний посібник / Кошук О.Б., Лузан П. Г., Мося І. А., Герлянд Т. М., Романов Л. А. К. : ПТОНАПН України, 2015. 291с.

10. Рулонні чи пакові прес-підбирачі/ С.Смолінський, В.Марченко [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://agroexpert.ua/rulonni-ci-pakovi-pres-pidbiraci-obiraemo-lipsii/>

11. Шкоропад Л. Комплекси машин для сінозаготівлі / Агробізнес сьогодні. [Електронний ресурс]. Режим доступу:<http://agro-business.com.ua/agro/mekhanizatsiia-apk/item/1310-kompleksy-mashyn-dlia-sinozahotivli.html>

12. Холодюк О.В. Підвищення продуктивності роботи сегментно-пальцевих різальних апаратів / О.В. Холодюк, В.В. Олійник // Матеріали

всеукраїнської науково-технічної конференції «Сучасні проблеми виробництва, переробки сільськогосподарської продукції, машинобудування та енергетичних систем АПК» 28-30 листопада 2017 року. Вінниця: ВНАУ, 2017. С. 199-202.

13. Булгаков В.М., Адамчук В.В., Черниш О.М., Березовий М.Г., Калетнік Г.М., Яременко В.В.. Прикладна механіка: Навчальний посібник. Київ : Аграр. наука, 2016. 816 с.

14. 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. Вип. 1(73). С. 25-33.

15. Веселовська Н.Р., Малаков О.І., Бурлака С.А. Математичне моделювання механізму вивішування косарки-плющилки причіпної КПП-4.2. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2019. №4. С. 5-10.

16. Вірник М.М., Солоня О.В. Алгоритми кінематичного і силового аналізу важільних механізмів з гідروприводом. Зб. наук. праць Вінницького держ. аграрного ун.-ту. Серія: Технічні науки. 2010. №4. С. 24-29.

17. Войтюк Д. Г., Булгаков В. М., Кропивко С. В., Онищенко В. Б. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: підруч. для студ. вузів. Київ : Друк, 2005. 464 с.

18. Бабій А.В. Обґрунтування конструктивних особливостей енергозберігаючого приводного механізму косарки / А.В. Бабій, Т.І. Рибак, М.В. Бабій // Вісник Харк. нац. техн. ун.-ту с. г.-ва. Випуск 134. Харків, 2013. С.116-122.

19. Гунько І.В., Браніцький Ю.Ю., Токарчук О.А. Засоби механізації процесу збирання та подрібнення біоенергетичних культур. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. №2. С. 129-134.

20. Baranovsky V., Truhanska O., Pankiv M., Bandura V. Research of a contact impact of a root crop with a screw auger. Research in Agricultural Engineering. 2020. № 66. P. 33-42.

21. Aliev E.B., Bandura V.M., Pryshliak V.M., Yaropud V.M., Trukhanska O.O. Modeling of mechanical and technological processes of the agricultural industry. INMATEH - Agricultural Engineering. 2018. Vol. 54, No1. P.95-104.

22. Hrushetsky S.M., Yaropud, V.M., Duganets V.I., Pryshliak V.M., Kurylo V.L. Research of constructive and regulatory parameters of the assembly working parts for potato harvesting machines. INMATEH – Agricultural Engineering. 2019. No59. P. 101-110.

23. KaletnikH., AdamchukV., Bulgakov V., KyurchevV., NadyktoV. Main problems in the field of agricultural mechanization in Ukraine. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. No3. С. 6-12.

24. А. с. 1547755 СССР, 1(М)5 А01D34/39. Привод режущего аппарата косилки / Л.И. Бойко, А.Ф. Тышкевич, И.В. Михалькевич и А.М. Гацко. №4352072/30-15; заявл. 29.12.87; опубл. 07.03.90, Бюл. № 9.

25. А. с. 1586587 СССР, А 1(51)5 А01D34/02. Режущий аппарат /Н.П.Барабан, Ю.И. Бабенко, С.В. Никольский. № 4300448/30-15; заявл. 25.08.87; опубл. 23.08.90, Бюл. № 31.

26. Kupchuk I.M., Solona O.V., Derevenko I.A., Tverdokhlib I.V. Verification of the mathematical model of the energy consumption drive for vibrating disc crusher. INMATEH –Agricultural Engineering.2018. Vol.55, No. 2, P. 113-120.

27. Труханська О.О. Technological interaction of the roots with the screw surface of the cleaning system. Вібрації в техніці та технологіях : всеукр. наук.-техн. журн. Вінниця. 2018. № 4 (91). С. 64-69.

28. Гунько І.В., Коваль Л.Г. Енергоощадні безконтактні методи діагностування показників технічного стану мобільної сільськогосподарської техніки. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. No3. С. 89-93.

29. Гунько І.В., Кравець С.М., Служалюк М.О. Гідравлічні приводи в системах подрібнення деревини. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. No3. С. 70-76.

30. Швець Л.В., Паладійчук Ю.Б., Труханська О.О. Технічний сервіс в АПК. Том I. Навчальний посібник. Вінниця: ВНАУ, 2019. 647с.
31. 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. С.28-36.
32. Іванов М.І., Шаргородський С.А., Руткевич В.С. Експериментальний стенд для дослідження системи гідравлічних приводів блочно - порційного відокремлювача консервованого корму. Промислова гідравліка і пневматика. 2016. №1. С. 77-84.
33. Калетнік Г.М., Булгаков В.М., Черниш О.М., Кравченко І.Є., Солона О.В., Цуркан О.В. Технічна механіка. Підручник. Київ : «Хай-Тек-Прес», 2011. 340 с.
34. Калетнік Г.М., Булгаков В.М., Адамчук В.В., Яременко В.В. Дослідження та розробка методів діагностування гідравлічних приводів зернозбиральних комбайнів. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. №2. С.12-19.
35. Калетнік Г.М., Шаргородський С.А., Браніцький Ю.Ю. Розробка кінематичної схеми причіпного комбайна для збирання енергетичної верби. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. №3. С. 11-21
36. Ковбаса В.П., Солона О.В., Спирін А.В., Цуркан О.В. Про спрощення критерію вигляду напружено-деформованого стану суцільного середовища. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. №1, Т.1. С. 44-49.
37. 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
38. Солона О. В., Купчук І.М. Теорія механізмів і машин. Курсове проектування : Навчальний посібник. Вінниця: ВНАУ, 2019. 249 с.
39. Солона О.В., Купчук І.М. Практикум з Теорії механізмів і машин : навчальний посібник. Вінниця : Друк, 2020. 250 с.

40. 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.

41. Сивак Р.І., Деревенько І.А. Короткий курс теоретичної механіки. Вінниця: ТОВ «Вінницька міська друкарня», 2016. 200 с.

42. Труханська О.О. Підвищення якості ремонту і технічного обслуговування сільськогосподарської техніки. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. №3. С. 109-119.

43. Швець Л.В. Машина для зрізування та подрібнення чагарників / Л.В. Швець. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. №2. С. 153-161

44. Кондратюк Д.Г., Комаха В.П. Визначення основних параметрів різального апарата ротаційної косарки. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2020. №3(110). С. 9-17.

45. Малаков О.І., Бурлака С.А., Ярощук Р.О. Зниження навантаження елементів конструкції моста керованих коліс самохідної косарки шляхом раціональної установки гідроциліндрів. Вісник Хмельницького національного університету. 2018. № 4. С.56-61.

46. Серода 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. С. 63-69.

ДОДАТКИ