

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи

освітнього ступеня "Магістр" на тему:

**Обґрунтування технологічного процесу та
конструктивних параметрів сегментно-пальцевого
ріжучого апарату**

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-2-22
за спеціальністю 208 "Агроінженерія"

_____ Дудка Дмитро Сергійович

Керівник: _____ Пугач Андрій Миколайович

Рецензент: _____

Дніпро 2023

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

Освітній ступінь: «Магістр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри

ТСГМ _____.

(назва кафедри)

доцент _____.

(вчене звання)

Теслюк Г.В.

(підпис)

(прізвище,
ініціали)

« ____ » _____ 2023 р.

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Дудці Дмитру Сергійовичу _____.

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Обґрунтування технологічного процесу та конструктивних параметрів сегментно-пальцевого ріжучого апарату.

керівник роботи Пугач Андрій Миколайович, д.н. держ. упр., к.т.н., проф.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

«09» листопада 2023 року № 3422

2. Строк подання студентом роботи 24.11.2023 р.

3. Вихідні дані до роботи Огляд стану питання в галузі машинобудування та існуючих машин. Патентний пошук, аналіз літературних джерел, останніх досліджень з обраної тематики.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Сучасний стан питання інтенсифікації технологічної операції скошування трав 2. Моделювання режимів роботи сегментно-пальцевого ріжучого апарату зі змінною довжиною шатуна 3. Дослідження режимів роботи сегментно-пальцевого ріжучого апарату 4. Експериментальні дослідження 5. Охорона праці та захист в надзвичайних ситуаціях 6. Економічна ефективність Висновки. Список використаних джерел.

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Мета і задачі досліджень. 2. Аналіз літературних і патентних джерел. 3. Теоретичні дослідження. 4. Програма і методика досліджень 5. Результати досліджень. 6. Економічні показники. 7. Висновки

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Пугач А.М., професор		
2	Пугач А.М., професор		
3	Пугач А.М., професор		
4	Пугач А.М., професор		
5	Деркач О.Д., доцент		
6	Вінніченко І.І., професор		
нормоконтроль	Теслюк Г.В., доцент		

7. Дата видачі завдання: 20.09.2022 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 18.04.2023 р.	Виконав
2	Теоретичний	до 20.06.2023 р.	Виконав
3	Експериментальний	до 12.09.2023 р.	Виконав
4	Охорона праці	до 17.10.2023 р.	Виконав
5	Економічний	до 07.11.2023 р.	Виконав
6	Демонстраційна частина	до 14.11.2023 р.	Виконав

Студент

_____.
(підпис)

_____.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____.
(підпис)

_____.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Дудка Д.С. Обґрунтування технологічного процесу та конструктивних параметрів сегментно-пальцевого ріжучого апарату / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» - ДДАЕУ, Дніпро, 2023.

У першому розділі представлено аналіз сучасних технологічних процесів зрізання стебел.

У другому розділі проведено теоретичні дослідження сегментно-пальцевого ріжучого апарату

У третьому розділі представлено програму та методику експериментальних досліджень.

У четвертому розділі приведено результати експериментальних досліджень ріжучого апарату.

У п'ятому розділі приведено аналіз стану охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях

У шостому розділі приведено оцінку економічної ефективності від впровадження

Ключові слова: режими роботи, різання, багаторічні трави, сегмент, імпульс, коливання, амплітуда.

Дудка Д.С. Аналіз методів і засобів зменшення енерговитрат в процесі скошування трав сегментно-пальцевим ріжучим апаратом / Д.С. Дудка // Proceedings of III International Scientific and Practical Conference Tokyo, Japan, 23-25 November 2023. P. 23-25.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1 СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ОПЕРАЦІЇ СКОШУВАННЯ ТРАВ	10
1.1 Огляд результатів досліджень процесу різання рослин.....	10
1.2 Оцінка енерговитрат в агрегатах із сегментно-пальцевим ріжучим апаратом.....	16
1.3 Аналіз методів і засобів зменшення енерговитрат в процесі скошування трав	20
1.4. Аналіз шляхів підвищення енергоефективності приводів косарок.	26
Висновки.....	29
2 МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ СЕГМЕНТНО- ПАЛЬЦЕВОГО РІЖУЧОГО АПАРАТУ ЗІ ЗМІННОЮ ДОВЖИНОЮ ШАТУНА.....	30
2.1 Вибір кінематичної схеми гідромеханічного приводу косарки.....	30
2.2 Кінематика приводу косарки зі змінною довжиною шатуна в точці з'єднання кривошипа і шатуна	32
2.3 Побудова кінематичних діаграм для довільної точки на ножі ріжучого апарату сегментно-пальцевої косарки.....	43
Висновки.....	46
3 ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОГО РІЖУЧОГО АПАРАТУ.....	47
3.1 Призначення експериментальної установки.....	47
3.2 Опис схеми експериментальної установки.....	47
3.3. Характеристика обладнання експериментальної установки....	50
3.4. Методика лабораторних випробувань косарки КС-21.....	53
3.5. Порівняння результатів експериментальних та теоретичних досліджень.....	57
Висновки.....	61

4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	62
4.1 Оптимізація питомої витрати палива при експлуатації косарки з модернізованим ріжучим апаратом.....	62
4.2 Результати багатофакторного експерименту.....	64
Висновки.....	65
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ.....	66
Висновки.....	70
6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ.....	71
Висновки.....	73
ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ.....	74
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	76
ДОДАТКИ.....	81

ВСТУП

Відповідно до сучасних тенденцій енергоефективності, розвиток ріжучих апаратів сегментно-пальцевих косарок спрямований у напрямку зниження питомих енерговитрат, що в свою чергу потребує підвищення швидкості різання при умові забезпечення вимог до якості виконання цієї технологічної операції. Проте, збільшення швидкості різання за рахунок експлуатації двигуна мобільного транспортного засобу на більш високих швидкісних режимах, призводить до суттєвого зростання питомих енерговитрат на одиницю площі. Альтернативним методом забезпечення більших значень параметра швидкості в широкому діапазоні частоти обертання валу відбору потужності є періодична, керована зміна довжини шатуна залежно від зони переміщення леза. Створення таких коливань стає можливим за рахунок використання шатуна з гідروциліндром та генерування імпульсів тиску робочої рідини в замкнутому контурі гідросистеми, проте практична реалізація цієї ідеї потребує проведення теоретичних та експериментальних досліджень. Тому, дослідження присвячені генеруванню коливань тиску в замкнутому гідравлічному контурі для забезпечення необхідного приросту довжини гідро-шатуна, а отже, і швидкості ножа сегментно-пальцевої косарки є актуальними та мають практичну цінність.

Мета та завдання дослідження. Метою роботи є підвищення енергоефективності сегментно-пальцевої косарки при скошуванні трав шляхом обґрунтування параметрів модернізованого ріжучого апарата зі змінною довжиною гідро-шатуна.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні завдання:

- здійснити аналіз енерговитрат на привод ножа сегментно-пальцевої косарки при скошуванні багаторічних трав;
- запропонувати спосіб і конструктивне рішення для збільшення швидкості переміщення ножа сегментно-пальцевої косарки з періодичною зміною довжини гідро-шатуна, що дозволить зменшити питомі енерговитрати процесу;
- розробити математичні моделі функціонування кривошипно-

повзунного механізму з періодичною зміною довжини шатуна;

- провести експлуатаційні випробування та обґрунтувати раціональні режими його роботи;

- виконати техніко-економічну оцінку впровадження розробки.

Об'єктом дослідження є процес скошування трав сегментно-пальцевою косаркою зі змінною довжиною шатуна у складі машинного агрегату на базі трактора класу 1,4.

Предметом є залежність зміни показників енергоефективності та якості процесу скошування трав від режимів роботи сільськогосподарського агрегату із сегментно-пальцевою косаркою та параметрів ріжучого апарату зі змінною довжиною шатуна.

Методи дослідження. Використано метод системного дослідження, теорію планування експерименту, методи фізико-математичного моделювання, математичного аналізу, теорію подібності.

Наукова новизна отриманих результатів. Виведено аналітичні залежності кінематики кривошипно-повзунного механізму модернізованого ріжучого апарату, що дозволяє забезпечити періодичну зміну довжини шатуна та приріст швидкості леза ножа.

Практичне значення отриманих результатів. Модернізовано ріжучий апарат та обґрунтовано енергоефективні режими роботи сегментно-пальцевої косарки в складі машино-тракторного агрегату

1 СУЧАСНИЙ СТАН ПИТАННЯ ІНТЕНСИФІКАЦІЇ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ОПЕРАЦІЇ СКОШУВАННЯ ТРАВ

1.1 Огляд результатів досліджень процесу різання рослин

При заготівлі кормів однією із найбільш важливих операцій є скошування сільськогосподарських культур, для здійснення якої, в даний час застосовується значна кількість сегментних і ротаційних косарок. Завдяки високій продуктивності ротаційні косарки набули широкого поширення, але для їх роботи необхідно більше енергії, порівняно із сегментно-пальцевими косарками, крім того, якість зрізу стебел значно нижча.

Для зниження можливості вигину стебел, в ріжучих апаратах з підпирним принципом різання, таких як сегментно-пальцеві і безпальцеві, рослина зрізується сегментом, коли вона спирається на протиріжучу пластину.

Основними перевагами сегментно-пальцевих ріжучих апаратів є висока якість зрізу рослин, відсутність подрібнення та низькі енерговитрати в порівнянні з апаратами із безпідпирним різанням. Крім того, сегментно-пальцеві ріжучі апарати використовуються як на сухій, так і частково підтопленій місцевостях.

Різальні апарати сегментно-пальцевого типу, окрім косарок застосовуються також в конструкціях жаток комбайнів. Наявність руйнівного впливу на хлібну масу різальними елементами ротаційних різальних апаратів не дозволяє використати їх для збирання зернових культур, оскільки це призводить до підвищення втрат врожаю зерна.

Теоретичні основи механізму різання лезом ножа були запропоновані в роботах академіка В.П. Горячкіна. Він визначив, що при переміщенні леза ножа перпендикулярно до його полотна сила, яку необхідно застосувати для зрізання стебла, буде максимальною. Для зменшення сили, необхідної для якісного зрізу рослин, окрім нормального руху леза ножа необхідно також

забезпечити його подовжнє переміщення відносно нормального, тобто уздовж довжини матеріалу.

Для характеристики ковзання леза по стеблу В.П. Горячкін вперше увів визначення коефіцієнта ковзання, рівного відношенню дотичної V^T складової швидкості леза до нормальної V^N складової.

Таким чином, були визначені різновиди різання, яке визначається наступними умовами:

$$V^T = 0; \tau = 0; \varepsilon = 0;$$

$$V^T > 0; \tau > 0; \varepsilon > 0.$$

М. Zastempowski продовжив розвивати положення теорії різання леза В.П. Горячкіна і на підставі експериментальних досліджень встановив, що ковзання леза за матеріалом буде відсутнє до досягнення певного значення нормальної і дотичної сил, а напрям дії рівнодійної сили збігається з напрямом переміщення. Таким чином, при умові, досягнення тиску N деякого значення, та прикладеній дотичній силі T їх рівнодійна сила R дорівнюватиме опору матеріалу K , де й відбудеться його різання (рис:1.1), (1.1):

$$R = \sqrt{N^2 + T^2} = K, \quad (1.1)$$

де K - тимчасовий опір матеріалу, який розрізається.

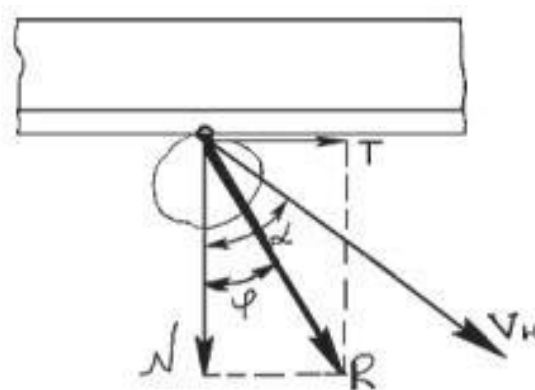


Рисунок 1.1 – Визначення умов різання

З виразу (1.2) зрозуміло, що для зменшення сили N потрібно збільшити силу T . При переміщенні леза по матеріалу на деяку величину α і досягнення сили N певного значення, величина дотичної сили T може бути знижена, але при цьому здійснюватиметься процес різання. В даному випадку напрямок рівнодійної сили R дещо відхилиться від нормального переміщення, що призведе до ковзання леза по матеріалу.

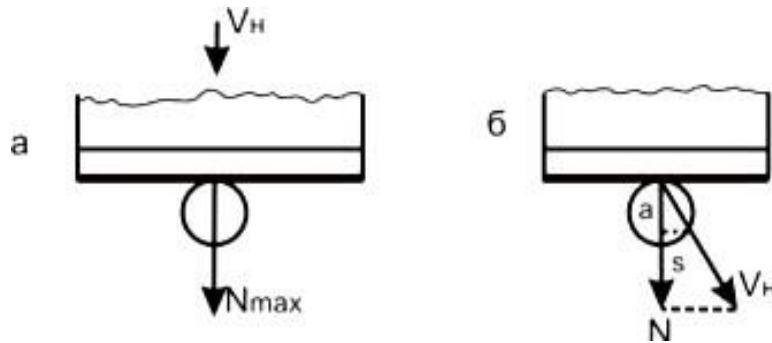


Рис 1.2 – Різання стебел ножом

На основі отриманих висновків, авторами було внесено поправки в поняття коефіцієнта ковзання. Якщо виконується умова $\alpha > \phi$, то відношення (1.1) позначається коефіцієнтом поздовжнього переміщення. При виконанні умови $\alpha < \phi$, коли кут α менший кута тертя ϕ , ковзання леза по матеріалу не відбувається.

Таким чином, у своїх роботах, автори розрізняють всього три різновиди процесу різання: нормальне, з повздовжнім переміщенням, ковзне.

Вплив кута ковзання τ на енерговитрати у процесі різання досить глибоко в своїх роботах досліджував Н.Е. Резнік. Найбільш важливим показником для опису енергетичної оцінки процесу різання рослин, що характеризує його енергоємність, є питома робота різання. Даний показник являє собою відношення сумарної роботи різання до площі перетину перерізаного шару.

$$A_{\text{пит}} = A/F \quad (1.2)$$

A - сумарна робота різання, Н·м;

F – площа перерізу, см².

Кут ковзання ножів ріжучого агрегату τ здійснює значний вплив на вибір кута ковзання. Величина питомої роботи A при ріжучій дії леза ножа ($\tau = 0$), з точки зору авторів, буде найменшою. Як доводять дослідження, величина питомої роботи зростає більш інтенсивно при $\tau = 70-75^\circ$.

В результаті досліджень, проведених Н.Е. Резніком, щодо впливу кута ковзання τ на енерговитрати в процесі різання, вираз для визначення критичного зусилля різання, тобто закінчення стискування маси трави з лезом і початок його проникнення, набуде вигляду:

$$P_{кр} = \delta \sigma_p + \frac{E h_{cm}}{2h} [tg \beta + f \lim^2 \beta + M(f \cos^2 \beta)] \quad (1.3)$$

де δ - товщина леза, см; σ_p - руйнівна контактна напруга, МПа; E – модуль пружності матеріалу, МПа; h_{cm} - заглиблення леза в шар матеріалу при якому настає критичне контактне навантаження, см; h - товщина шару матеріалу, см; β - кут заточки леза; f - коефіцієнт тертя матеріалу об грані ножа; M - коефіцієнт Пуассона

При проникненні леза ножа в тіло матеріалу на величину ковзання ножа тільки відносно направлено руху згідно рівняння отримаємо, що руйнівне контактне напруження відсутнє. Тоді питома робота буде мати фіксоване значення при незмінних факторах з виразу 1.2.

Автори у своїх працях наводять результати дослідження на діаграмах різання шарів рослинної маси різної товщини (від 25 до 120 мм). У результаті автор [20] виділяє дві основні роботи: робота витрачається на попереднє стиснення шару маси, і робота, що здійснюється на різання шару рослинної маси.

Робота стиснення може бути визначена наступним чином:

$$A_{сж} = \frac{P_{кр}}{2} h_{сж}, \quad (1.4)$$

де $P_{кр}$ - критична стискаюча сила леза, Н;

$h_{сж}$ - значення лінійного стиснення шару від початку стиснення до початку різання, мм.

Роботу різання можна визначити за формулою

$$A_{рез} = P_{рез} (h - h_{сж}), \quad (1.5)$$

де $P_{рез}$ - зусилля на ділянці різання, Н; h - товщина шару рослинної маси, мм.

У формулі представлена сумарна величина роботи, що необхідна для зрізання шару, з урахуванням роботи на попереднє стиснення шару маси:

$$A = A_{рез} + A_{сж}, \quad (1.6)$$

Визначено коефіцієнт корисної роботи леза

$$\lambda = \frac{A_{рез}}{A_{рез} + A_{сж}}, \quad (1.7)$$

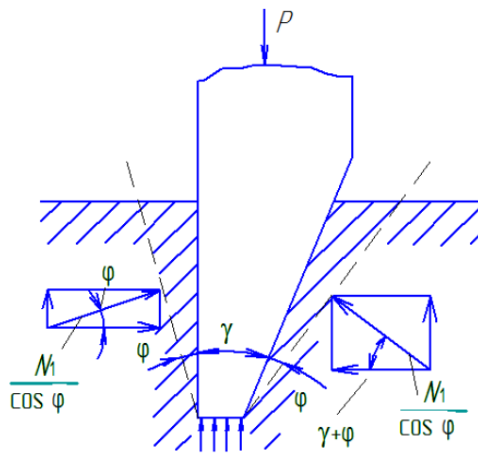


Рисунок 1.3 – Розподіл капілярно-волокнистих пучків рослини

Збільшення коефіцієнта λ характеризує поліпшення процесу різання, оскільки збільшена сумарна робота A при збільшенні λ знижується. Робочу частину значного числа ріжучих елементів можна виразити у вигляді клина, у якого кут загострення γ збільшений на кут тертя з кожного боку (рис. 1.3). На даний кут в свою чергу впливають опір, що долається ножом при різанні: опір

проникненню леза в стебло, сили нормальних тисків при перерізанні зім'ятих волокон стебла на межі клина, сили нормальних тисків на відповідних границях умовного клина.

Для одностороннього клина зусилля різання становить

$$P = P_0 + N \sin(\gamma + 2\varphi) / \cos^2 \varphi, \quad (1.8)$$

Схема перерізання стебла, для сегментно-пальцевих ріжучих апаратів косарок і зернозбиральних машин представлена на рис.1.4.

Умова різання для даної схеми буде мати вигляд:

$$V_{H2} \cdot R_s / \left\{ 3\Delta EJ / \left[l\delta^2 \left(1 - \frac{\delta}{l} \right)^2 \right] + m / \Delta t \right\}, \quad (1.9)$$

де δ - зазор між лезами, см; l – відстань між вкладишем і пером пальця, см; $P_{уз} = mj$ – сила інерції стебла, що перешкоджає його відгинув, Н; m – приведена маса стебла в точці удару, кг; f – величина відхилення стебла, рад; H – висота різання, см; j - прискорення стебла, м/с²; R_s - сила, необхідна для перерізання стебла, Н; V_H - швидкість різання, м /с.

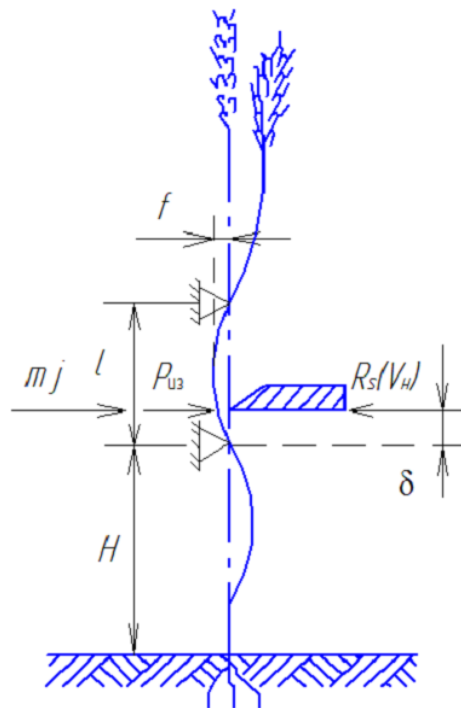


Рисунок 1.4 – Схема пере різання стебла

Як видно з виразу на зменшення швидкості різання значний вплив має зазор δ між лезами і відстань між вкладишем і пером пальця. Відповідно до праць, чистий зріз рослин забезпечується при відсутності вислизання або зминання їх із-під леза. При цьому неякісний зріз стебел і забивання ріжучих пристроїв відбувається при наявності низької швидкості початку різання біля середнього пальця, що не перевищує 0,5 м / с. Дослідами встановлено, що зріз трави при найменшому опорі та відповідно мінімальній витраті енергії відбувається при швидкості різання ножа не нижче 2,15 м/с.

У центральних регіонах України, при виробництві кормових сумішей для годування ВРХ та МРХ використовується в основному конюшина, тимофіївка, стоколос, вівсяниця та люцерна (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Характеристики рослин для приготування кормів

Назва	Діаметр стрібла, мм	Висота стебла, см	Вологість %
Конюшина (фаза цвітіння)	4-5	30-40	82,2
Стоколос безостий(Фаза колосіння)	3-4	40-50	74,1
Вівсяниця лугова (Фаза колосіння)	1,5-2,5	25-35	66,1
Люцерна (фаза цвітіння)	4-5	35-40	75,3
Тимофіївка (фаза колосіння)	3-4	50-60	72,2

1.2 Оцінка енерговитрат в агрегатах із сегментно-пальцевим ріжучим апаратом

При збільшенні ширини захвату ріжучого апарату погіршується копіювання рельєфу поля. Залежність продуктивності такого сільськогосподарського агрегату від поступальної швидкості представлена на рис. 1.5.

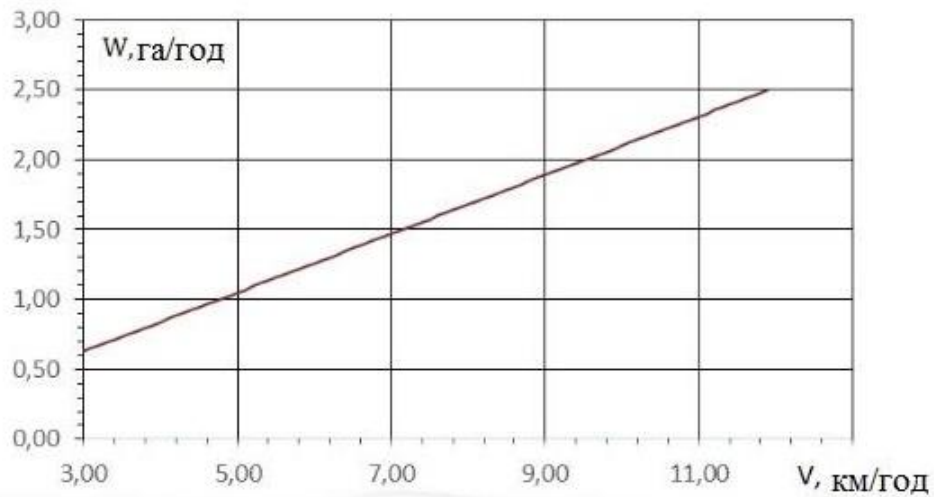


Рисунок 1.5 – Залежність продуктивності косарки з шириною захвату 2,1 м від поступальної швидкості агрегату

Для косарки КС-2,1, що агрегується з трактором МТЗ-82 продуктивність на різних передачах в КПП представлена на рис. 1.6.

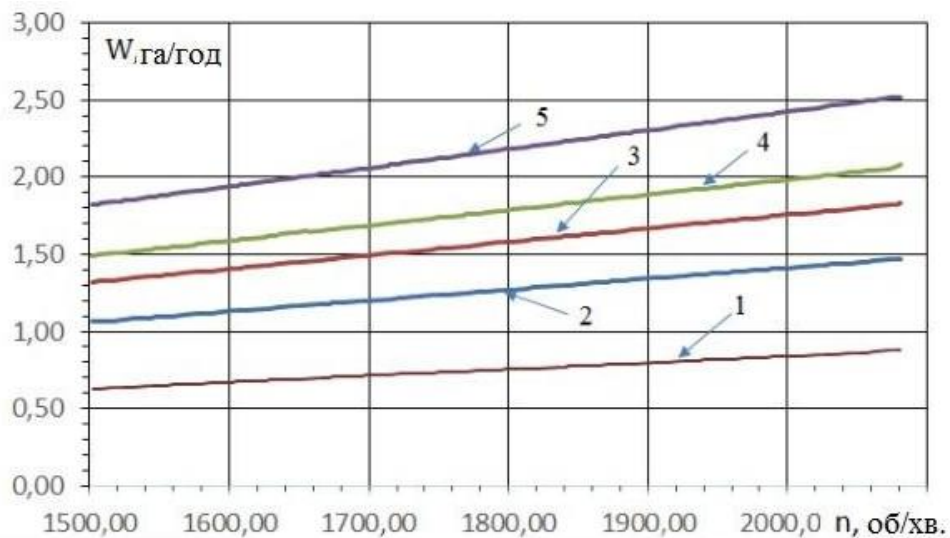


Рисунок 1.6 – Продуктивність косарки КС-2,1, що агрегується з трактором МТЗ-82 від частоти обертання колінчастого валу двигуна: 1 – 2-га передача; 2 – 3-тя передача; 3 – 4-та передача; 4 – 5-та передача; 5 – 6-та передача

Як ми бачимо з наведеної залежності на рис. 1.5, продуктивність складе 2,5 га/год (при швидкості 12 км/год) і може бути досягнута на 5-й і 6-ій передачах в КПП. Проте з врахуванням обмеження швидкості різання (не менше 2,15 м/с) мінімальна частота обертання колінчастого валу двигуна для забезпечення якісного зрізу для трактора МТЗ-82 повинна складати 1700 об/хв

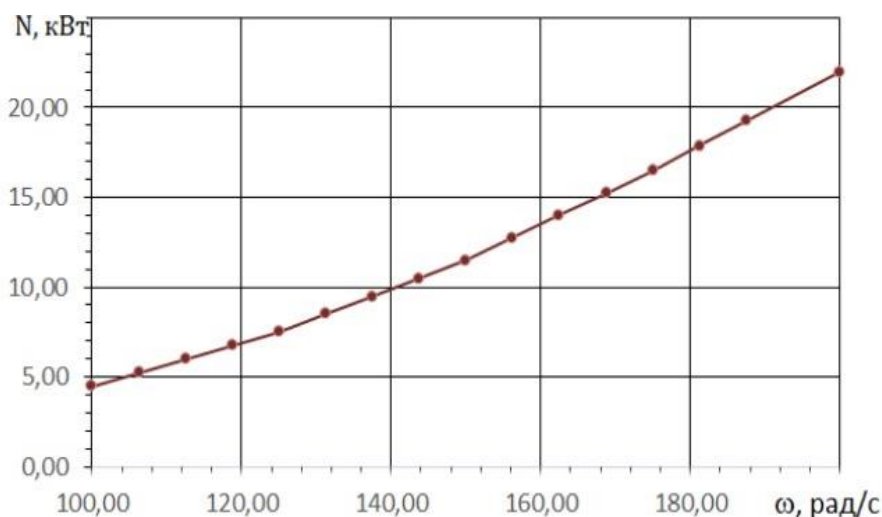


Рисунок 1.7 – Залежність механічних втрат в електродвигуні від кутової швидкості

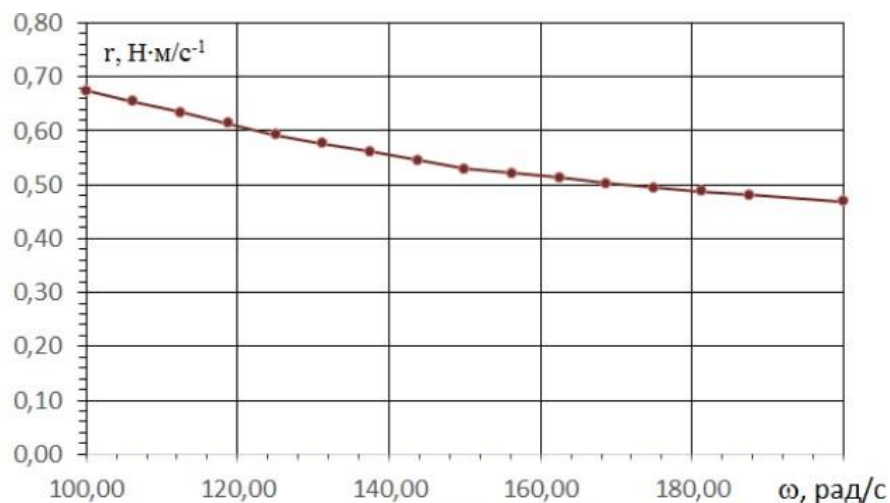


Рисунок 1.8 – Залежність опору різання від кутової швидкості

Таким чином, максимальна продуктивність при забезпеченні якісного зрізу буде отримана на 5-й передачі при 2000 об/хв. У працях подані

залежності механічних втрат в двигуні Д-240, і активного опору від кутової швидкості колінчастого валу двигуна (рис. 1.7, рис. 1.8). З яких виходить, що при кутовій швидкості колінчастого валу в межах від 100 до 200 рад/с, потужність внутрішніх витрат зростає з 4,5 до 22 кВт, при цьому активний опір зменшується. На рис.1.9 наведені залежності активного опору різання стебел від кутової швидкості валу приводу.

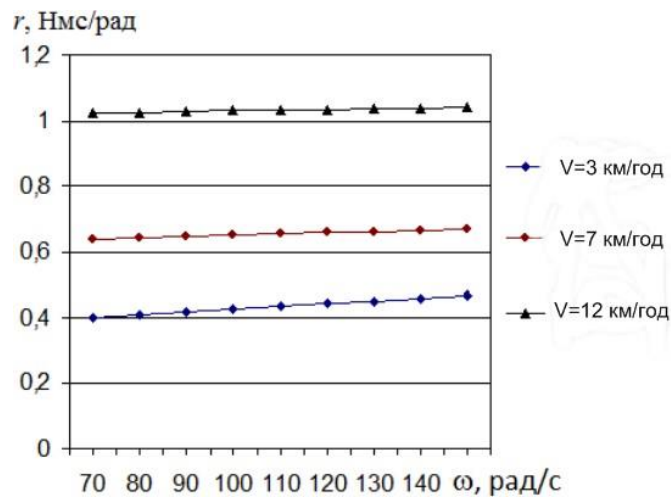


Рисунок 1.9 – Залежність зміни активного опору різання на поступальних швидкостях агрегату від 3 до 12 км/год

Витрати потужності на привод косарки КС-2,1 при різних швидкостях

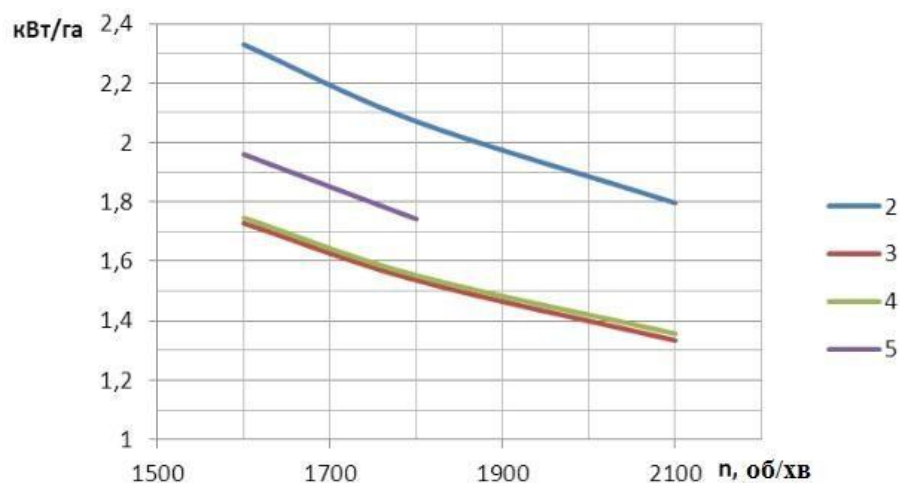


Рисунок 1.10 – Залежність витрат потужності на привод косарки при різній частоті обертання двигуна та варіюванні швидкості руху [84]

Таким чином, сумарні значення енерговитрат для сільськогосподарського агрегату, що складається із трактора МТЗ-82 і сегментно-пальцевої косарки, становлять 23,5 кВт при роботі на 4-й передачі з частотою обертання двигуна 2100 об/хв.

1.3 Аналіз методів і засобів зменшення енерговитрат в процесі скошування трав

Сучасні тенденції в розвитку сільськогосподарських агрегатів з сегментно-пальцевим ріжучим апаратом йдуть шляхом збільшення їх продуктивності при забезпеченні якості зрізу і зниженні питомих енерговитрат. Дані результати можуть бути досягнуті при реалізації наступних заходів:

- збільшення швидкості руху сільськогосподарських агрегатів;
- раціональне використання потужності мобільного енергетичного засобу і косарки;
- використання незалежного приводу ножа сегментно-пальцевої косарки;
- зниження витрат в приводі ножа сегментно-пальцевої косарки;
- вдосконалення режимів роботи сегментно-пальцевої косарки.

Проте не всі із перерахованих заходів можуть бути практично реалізовані.

Найбільш широкого поширення в ролі приводного механізму ріжучого апарату косарок набув кривошипно-шатунний механізм. У різних конструкціях косарок і жаток для приводу ножа застосовують шарнірну вилку, що коливається, механізм шайб та інші механізми.

Вирази для опису переміщень, швидкостей і прискорень ножа, що приводиться в рух цими механізмами, досить складні. Тому для подальшого аналізу з достатньою для практики точністю можна розглядати кінематику

ножа, що приводиться в рух кривошипно-шатунним механізмом.

Переміщення ножа у сегментно-пальцевій косарці складається із переносного руху, тобто разом з машиною і відносного руху, при якому ніж здійснює гармонійні коливання.

Ніж пристрою приводиться в рух плоскими і просторовими кривошипно-шатунними механізмами, перші з яких застосовуються в основному в зернових жатках, а другі – в косарках.

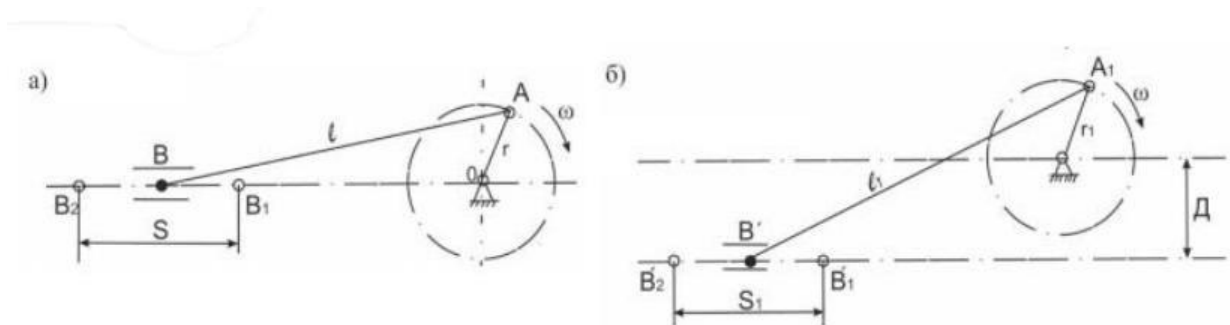


Рисунок 1.11 – Кривошипно-шатунні механізми аксіального (а) і дезаксіального (б) приводу ріжучого пристрою, де B_1B_2 , B , B'_1 , B'_2 , B' – положення ріжучої кромки; S – хід ножа з центром в точці O аксіального приводу, м; l , l_1 – довжини шатуна, м; A , A_1 – положення кривошипа; r , r_1 – радіуси кривошипа, м; ω – кутова швидкість, рад / с; S_1 – хід ножа дезаксіального приводу, м.

Зазвичай, кривошипно-шатунні механізми бувають двох типів: аксіальні (рис. 1.11 а), і дезаксіальні (рис. 1.11 б), коли вісь кривошипного валу відповідно розташована на траєкторії ножа і вище лінії руху ножа.

Для приводу ножа використовують плоскі і просторові механізми. Для збиральних машин найбільш поширеним є дезаксіальний привод. Однак до суттєвих недоліків приводу кривошипно-повзунного механізму можна віднести динамічну невірноваженість, що викликає появу вібрації, і відповідно обмежує швидкість різання ножа.

Відмінність їх в тому, що у першого механізму кривошип пов'язаний зі штоком за допомогою повзуна, а другий не має з'єднувальну ланку між ножем і штоком.

Також застосовується кулачковий механізм приводу, в якому кулачок, обертаючись, штовхає шток з прикріпленим до нього ножем. Зворотне переміщення ніж робить під дією пружини. Привод з хитними ріжучими елементами являє собою встановлені на брусі ріжучі органи шарнірно з'єднані між собою, приводяться в рух кривошипом за допомогою шатуна. Існує аналогічний механізм, але з жорстким кріпленням сегментів на єдиному рухомому брусі, який здійснює плоско-паралельний рух по дузі кола.

В ролі приводу застосовується також механізм Чебишева, виконаного у вигляді шарнірного з'єднання. Існує також механізм приводу, в основі якого лежить просторовий кулісний механізм, без хитних елементів. На кормозбиральних комбайнах широкого поширення отримав механізм шайби, проте його недоліком є неефективність роботи на підвищених поступальних швидкостях.

Ряд переваг, таких як відсутність знакозмінних інерційних сил має механізм приводу з нескінченним ланцюговим елементом, проте він характеризується підвищеними вимогами до якості виготовлення ріжучих деталей та має підвищений знос при експлуатації в несприятливих умовах.

Ексцентриковий механізм приводу також не має знакозмінних моментів інерції, і забезпечує швидке зрівноваження механізму. Механізм приводу ножа отримує рух від незалежного ВВП, опорного колеса косарки або від окремого електропривода.

Сегментно-пальцеві апарати (рис. 1.12) відрізняються своєю унікальністю і застосовуються, як на сухих ділянках, так і підтоплених. Ударні впливи ріжучих елементів ротаційних апаратів не дозволяють їх використання при збиранні зернових культур, оскільки це призводить до суттєвих втрат урожаю.

Застосування незалежного приводу ножа на стандартному МЕЗ з механічною трансмісією є можливим тільки при використанні спеціальних механізмів з безступінчастою зміною передавального відношення від двигуна до валу відбору потужності або механізму приводу ножа, що значно

ускладнює конструкцію МЕЗ і призводить зростанням експлуатаційних витрат. Основними параметрами режиму роботи агрегату з сегментно-пальцевим ріжучим апаратом є хід ножа і швидкість його переміщення.

Однією з головних переваг апарату з подвійним пробігом сегментів є забезпечення подвійного ходу ножа в порівнянні з апаратами, що використовують принцип одинарного пробігу сегментів. Недоліками такої конструкції є наявність ще більших коливань пальцевого бруса в порівнянні з апаратами із одинарним пробігом, а також більш швидке спрацювання лез сегмента. Безпальцеві ріжучі апарати мають два активних ножа і використовуються зазвичай для низького зрізу соєвих, бобових культур, рису. Таким чином безпальцевий ріжучий апарат може забезпечити стабільну роботу косарки на скошуванні трав'яної маси в складних умовах збирання. Основним недоліком даних апаратів є відсутність в них захисту від попадання сторонніх предметів, на відміну від сегментно-пальцевих апаратів.

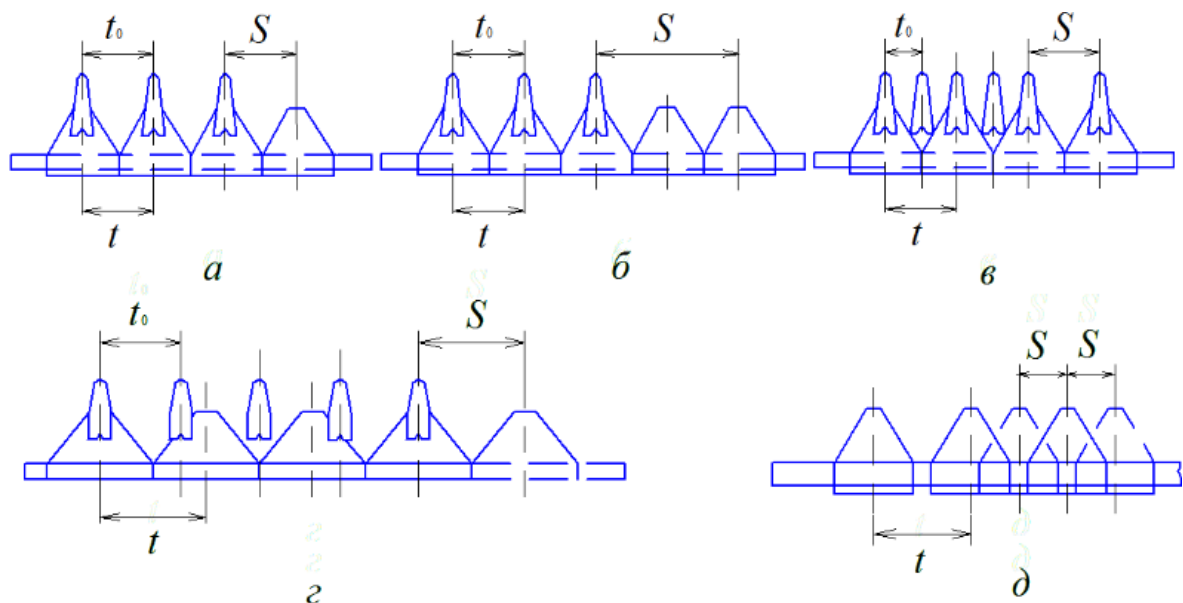


Рисунок 1.12 – Типи ріжучих апаратів: а – апарат нормального різання з одинарним пробігом сегментів $S = t = t_0$; б – апарат нормального різання з подвійним пробігом сегментів (з подвійним ходом ножа), $S = 2t = 2t_0$; в – апарат низького різання, $S = t = 2t_0$; г – апарат середнього різання, $S = t = (4/3 \div 5/4) t_0$; д – безпальцевий апарат з двома рухомими ножами з одинарним пробігом сегментів, $S = t/2$ і подвійним ходом $S = t$.

Серед косарок особливо варто відзначити апарат нормального різання з бінарним пробігом сегментів, оскільки він характеризується підвищеним ККД різання, низькою витратою потужності на різання, а також високою експлуатаційною надійністю (рис. 1.12 а). Наявність інерційних зусиль значно знижується, в конструкції косарки з нескінченним гнучким елементом. Косарка забезпечена гідроприводом на основі використання гідромотора, за рахунок чого знакозмінні інерційні сили відсутні. Крім того дана конструкція містить гідророзподільник для забезпечення реверсного напрямку руху роликів ланцюга, гідронасос, що підключений від ВВП, і масляний бак з гідравлічним рукавом.

Однією із основних з вимог, що ставиться для забезпечення надійної роботи механізму приводу, є його динамічна невідношеність, що суттєво знижує максимальну швидкість різання трав. Наслідком є виникнення руйнівного навантаження в шарнірах і ланках приводу. Знакозмінні динамічні навантаження відсутні в апаратах з гідравлічним приводом. У приводах косарок із зворотно-поступальним рухом подібні навантаження компенсують за рахунок зрівноваження рухомих мас. Порівняно з сегментно-пальцевими косарками продуктивність ротаційних апаратів значно вища, але якість зрізу рослин зазвичай істотно нижча. Проте енергоспоживання ротаційних косарок значно вище, ніж сегментно-пальцевих.

До числа важливих технічних вимог, яка має виконуватися приводом ріжучого апарату можна також віднести необхідність зміни швидкості різання під час зміни умов експлуатації. Невиконання цієї вимоги є одним із основних недоліків конструкції механізмів приводів, що підключені, до валу відбору потужності. Ефективність процесу скошування залежить від культури і способу різання, яке може бути, наприклад, ковзним або рубаючим.

Для тонко-стеблових трав оптимальним є використання рубаючого способу, а для товстостінних рослин більш ефективним буде ковзний спосіб різання. Вибір режиму різання можна виконувати, наприклад, якщо використовувати електромеханічний привод для ножа косарки, який був

реалізований в роботі, проте в цьому випадку застосовували мобільний енергетичний модуль з електромеханічною трансмісією.

При зміні режимів роботи необхідним є забезпечення мінімальної швидкості різання 2,15 м/с. Зміна швидкості ножа при $\omega = 70$ рад/с для сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 а можливі варіанти такої зміни на рис. 1.13.

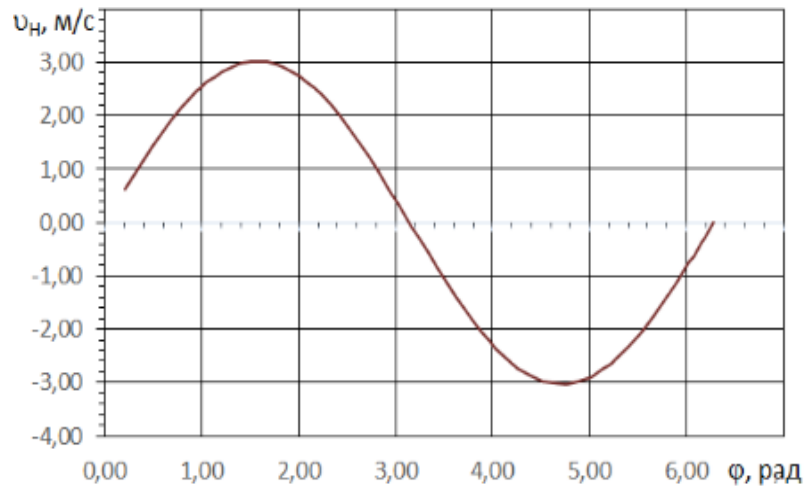


Рисунок 1.13 – Швидкість різання сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 при $\omega=70$ рад/с

Таку зміну можна отримати, наприклад, за рахунок встановлення в механізм приводу ножа додаткового елемента з можливістю накладання коливань.

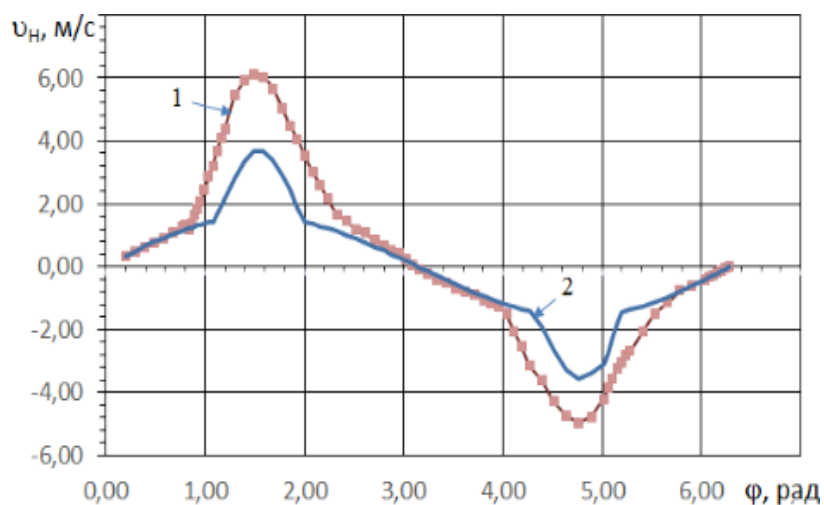


Рисунок 1.14 – Можливі варіанти зміни швидкості різання сегментно-пальцевої косарки: 1 – експериментальна крива; 2 – розрахункова при $l=13$ мм

З урахуванням практичної реалізації і експлуатації косарок зі стандартним МЕЗ із механічною трансмісією, в якості такого елемента можна використовувати гідроциліндр, в якому приріст об'єму рідини в момент коливань створюється за рахунок переривання потоку масла та створенням гідроудару.

Таким чином, найбільш доцільним варіантом є вдосконалення режимів роботи сегментно-пальцевої косарки шляхом збільшення швидкості різання за рахунок встановлення в механізм приводу ножа додаткового елемента з можливістю накладання коливань, що одержуються при використанні стандартної гідросистеми МЕЗ.

1.4 Аналіз шляхів підвищення енергоефективності приводів косарок

Огляд і аналіз проблеми підвищення енергоефективності косарок, в тому числі з сегментно-пальцевим ріжучим апаратом, дозволяє визначити не тільки шляхи зниження енерговитрат, але зробити оцінку величини потенціалу (рис. 1.15). Потенціал зниження енерговитрат, представлений на рис. 1.15, відповідає сучасному рівню розвитку техніки для виробництва кормів. На сьогоднішній день чітко проглядаються три групи шляхів зниження енерговитрат в сільськогосподарських агрегатах для скошування трав. Перша група, має невеликий потенціал та полягає в узгодженні швидкісних режимів МЕЗ та косарки. Одним з найбільш перспективних шляхів є перехід на окремі режими роботи двигуна МЕЗ. Залежно від тягового класу МЕЗ співвідношення потужностей може перевищувати значення більш ніж 5:1.

Зокрема, для МЕЗ класу 1,4 та косарки з сегментно-пальцевим ріжучим апаратом це співвідношення досягає значення 10: 1. Отже, при переході на окремі режими із співвідношенням потужності МЕЗ та косарки 5: 1 потенціал становить 100%. Наступним перспективним напрямком зниження

енерговитрат СМА для скошування трав є використання електроприводу і гідроприводу, їх потенціал оцінюється на рівні 50 %.

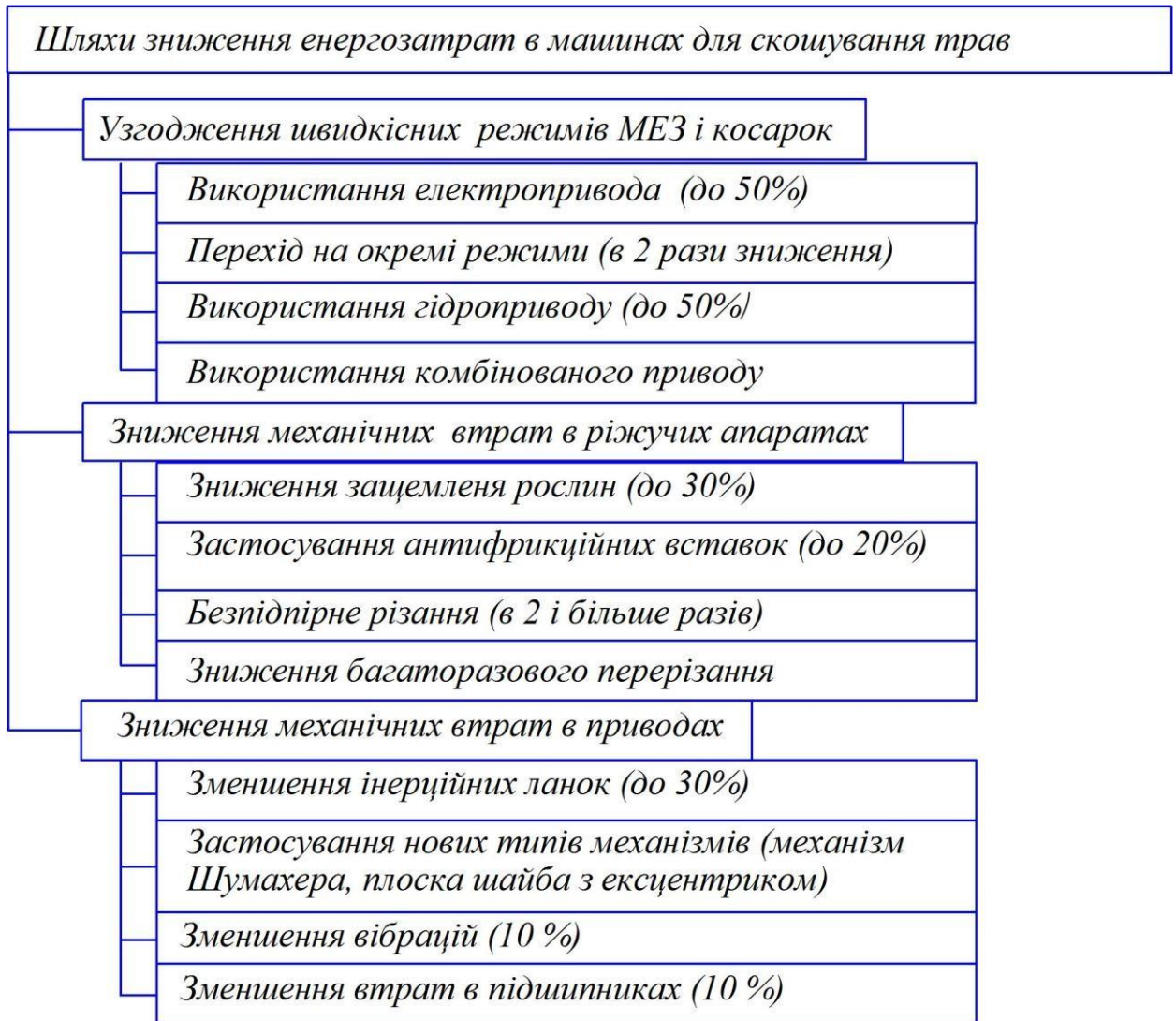


Рисунок 1.15 – Оцінка потенціалу зниження енерговитрат

Такий потенціал забезпечується за рахунок узгодження швидкісних режимів. В даному випадку динамічна система СМА характеризується можливістю більш гнучкого регулювання швидкості, проте при подальшому зниженні частоти обертання валу ДВЗ істотно зростають втрати, як в електроприводі, так і в гідроприводі.

Найменш схильний до зазначених вище недоліків комбінований привод. Найбільший практичний інтерес, з комбінованих приводів представляє гідромеханічний привод в якому енергія гідравлічного потоку відразу ж

переходить у механічну енергією. Оскільки механічна енергія традиційного кривошипно-шатунного приводу в періоді розподіляється нерівномірно, то гідравлічна компенсація енергії має бути повинна бути строго фіксована відповідно до кута повороту кривошипа. В іншому випадку можливе збільшення інерційних сил в приводі.

Суттєвий вплив на величину енерговитрат мають механічні втрати в ріжучому апараті, а їх частка за окремими позиціями може досягати до 30 %. Таким чином при зменшенні швидкісного порогу різання, наприклад, для трав (2,15 м / с) та при умові погіршення якості ріжучих поверхонь для сегментно-пальцевих апаратів існує небезпека защемлення ножа.

Зі збільшенням зазору між поверхнями сегментів і протиріжучими пластинами також є можливим защемлення ножа. Знизити втрати енергії від защемлення ножа можна при умові зменшення зазору, проте в цьому випадку збільшуються втрати на подолання сил тертя. До відомих способів зниження величини втрат енергії від тертя відноситься використання антифрикційних матеріалів, але в ріжучих апаратах вони використовуються дуже рідко. Це пов'язано зі значним подорожчанням конструкції. Разом з тим використання антифрикційних покриттів може забезпечити до 20% зниження енерговитрат. Значний потенціал зниження енерговитрат має безпідпірне різання. Якщо його розглядати з точки зору рівності кінетичних енергій руху трав'янистої маси і ножа, то в цьому випадку стає можливою суттєве підвищення ефективності процесу різання. Зокрема, на реалізацію процесу безпідпідного різання конюшини середнього травостою при швидкості до 3 м/с необхідно витратити тільки 300 Дж/м². Нижня границя для безпідпідного різання, встановлена академіком В.П. Горячкіним становить 1500 Дж/м².

У третій групі шляхів зниження енерговитрат при скошуванні трав найбільший інтерес для дослідників являють нові типи приводів у яких частка реактивної енергії менша, ніж в кривошипно-шатунного механізму. Потенціал даного напрямку можна оцінити в розмірі 30% в напрямку зниження величини інерційної складової потужності.

Висновки

Таким чином, одним з перспективних напрямків модернізації існуючих приводів косарок з сегментно-пальцевим ріжучим апаратом, з точки зору реалізації потенціалу зниження енерговитрат та поліпшення якості зрізу, є перехід на окремі режими двигуна МЕЗ. Проте, виникає потреба у значному збільшенні швидкості руху ножа косарки. Успішно вирішити це завдання можна шляхом застосування гідромеханічного приводу.

2 МОДЕЛЮВАННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОГО РІЖУЧОГО АПАРАТУ ЗІ ЗМІННОЮ ДОВЖИНОЮ ШАТУНА

2.1 Вибір кінематичної схеми гідромеханічного приводу косарки

Виходячи з аналізу останніх досліджень і публікацій, що представлені в першому розділі, можна дійти висновків, що забезпечити періодичні зростання швидкості з великими прискореннями, можливо за рахунок використання гідравлічних замкнутих систем. Шляхом різкого переривання потоку робочої рідини в таких системах стає можливим підвищення тиску в 5 і більше разів (в залежності від параметрів замкнутого гідравлічного контуру) в потрібній точці. Дане явище відбувається внаслідок перетворення кінетичної енергії гальмуючого потоку рідкого середовища в потенціальну енергію, тобто виникає гідравлічний удар. Підбираючи параметри замкнутого гідравлічного контуру (масу робочої рідини, податливість та опір трубопроводів) можна отримати необхідний приріст тиску, який в подальшому може здійснювати роботу, наприклад, по переміщенню поршня в гідроциліндрі.

Виходячи з аналізу останніх досліджень і публікацій, що представлені в першому розділі нами була запропонована схема комбінованого гідромеханічного приводу сегментної косарки (рис. 2.1). Вона включає: замкнутий гідравлічний контур з шестеренчастим насосом 1 і ударним вузлом 2; кривошипно-шатунний механізм 3 з вбудованим в шатун гідравлічним циліндром 4 один вхід якого з'єднаний з гідравлічним контуром, а другий з ресивером стиснутого повітря 5; сегментний ріжучий апарат 6. При включенні циркуляційного насоса 1 він буде створювати циркуляцію робочої рідини в замкнутому контурі, а при досягненні усталеного режиму відбувається спрацьовування ударного вузла 2 та різке переривання потоку. Внаслідок такого переривання, кінетична енергія робочої рідини перетворюється в

потенціальну з багатократним зростанням тиску перед ударним вузлом 2 і відповідно гідроциліндром 4. При цьому відбувається механічна робота по переміщенню поршня гідроциліндра. Повернення поршня гідроциліндра в початкове положення відбувається за рахунок стисненого повітря, що знаходиться в ресивері стисненого повітря 5. Переривання ударного вузла 2 синхронізується з положенням ножа сегментного різального апарату 6. Демпфування високочастотних коливань тиску робочої рідини здійснюється за рахунок встановлення певного тиску повітря в ресивері стисненого повітря 5.

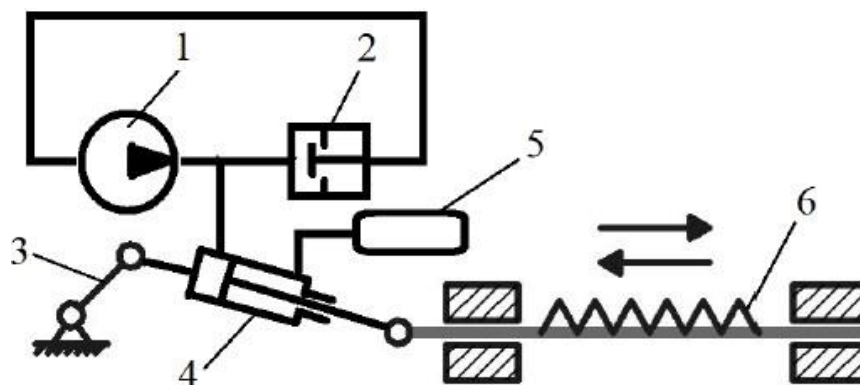


Рисунок 2.1 – Кінематична схема гідромеханічного приводу сегментної косарки

Найпростішою схемою створення коливань в системі приводу ножа сегментно-пальцевої косарки є встановлення в шатун гідроциліндра зпружнюю ланкою, подача мастила в який здійснюється з одного боку поршня, при цьому з іншого боку створюється тиск повітря (рис. 2.2). При передачі імпульсу мастила, довжина ходу шатуна збільшиться на значення Δl .

$$l = l_0 \pm \Delta l \quad (2.1)$$

При цьому зміна об'єму ΔV в гідравлічній системі та приріст ходу важеля Δl будуть пов'язані рівнянням:

$$\Delta V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \Delta l$$

де D – внутрішній діаметр гідроциліндра, м.

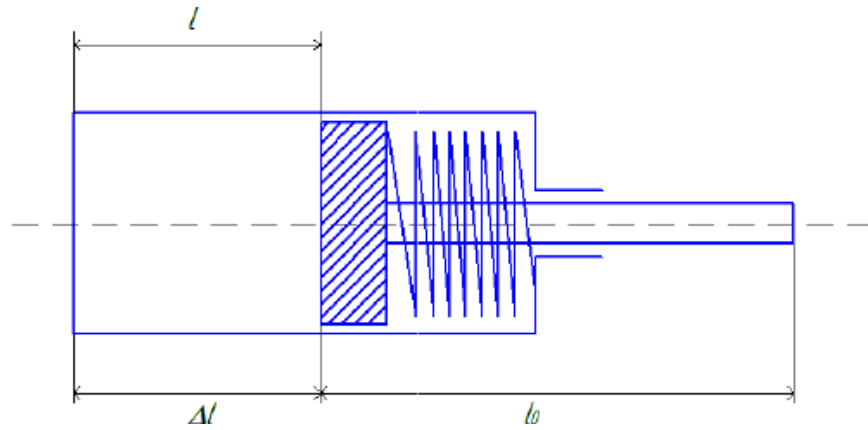


Рисунок 2.2 – Схема гідроциліндра з пружною ланкою: Δl – приріст ходу важеля, м; l – сумарна довжина ходу шатуна, м; l_0 – довжина ходу шатуна, м.

Приріст об'єму робочої рідини в момент коливань зручно створювати за рахунок генерування коливань при перериванні потоку масла зі створенням гідроудару. При цьому зміна об'єму ΔV буде залежати від маси рухомого мастила та властивостей системи. При цьому зі збільшенням частоти коливань тиску в масляному контурі приріст об'ємної витрати зменшується незалежно від тертя сегментів. Зі збільшенням маси мастила в замкнутому контурі амплітуда тиску знижується. У зв'язку з цим робоча зона частот повинна знаходитися в межах від 1 до 10 Гц.

2.2 Кінематика приводу косарки зі змінною довжиною шатуна в точці з'єднання кривошипа і шатуна

Кінематику приводу ножа зі змінною довжиною шатуна можна розглядати по положенню робочої точки відносно шатуна або ножа. У першому випадку розглянемо положення робочої точки відносно шатуна. Взаємозв'язок між основними кутами в кривошипно-повзуні механізмі (φ, α, β) показано на рис. 2.3.

Положення характерних точок при крайніх положеннях шатуна представлені на рис. 2.5.

Прогнозувати поведінку $b = b(\varphi)$ можна функцією у вигляді трикутного імпульсу

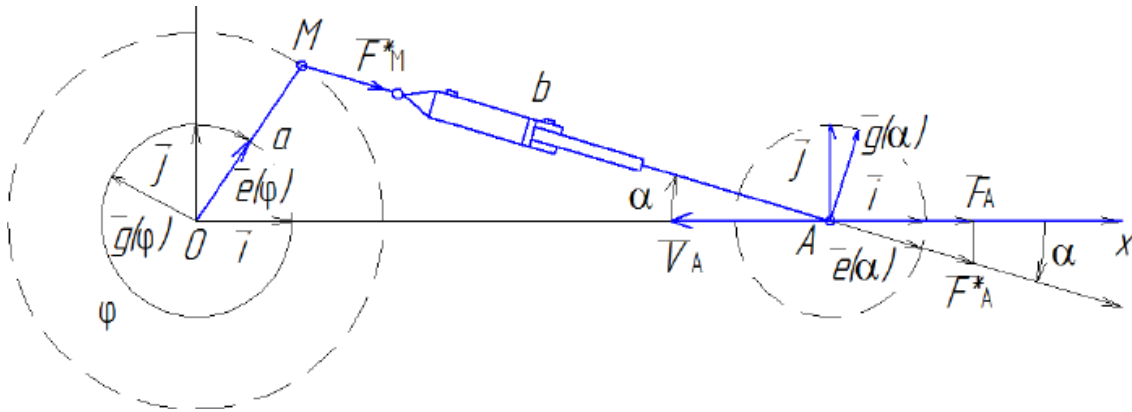


Рисунок 2.3 – Схема сил приводу ножа кривошипно-повзунного механізму зі змінною довжиною шатуна

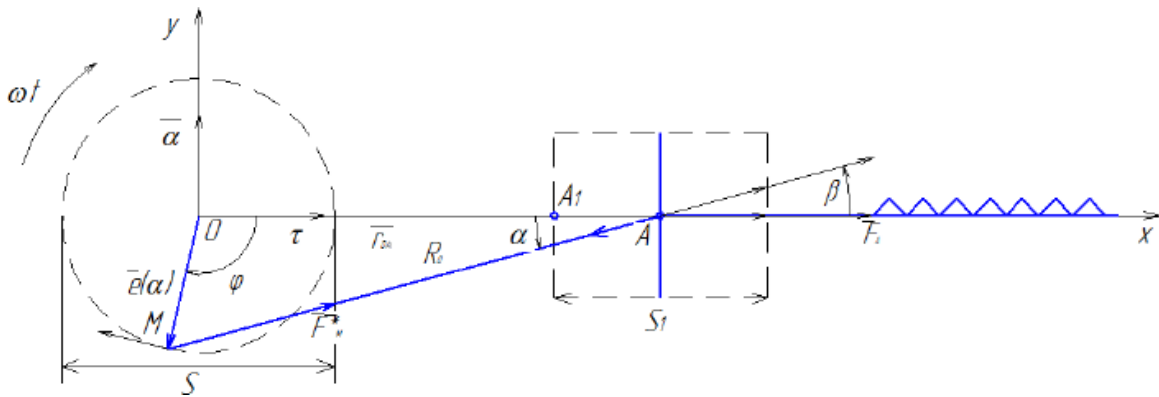


Рисунок 2.4 – Схема сил в кривошипно-шатунному механізмі зі змінною довжиною шатуна при зміні положення кривошипа

$$a > 0 \quad \left| \begin{array}{l} a > 0 \\ a = \beta - \pi \end{array} \right. \Rightarrow \frac{b}{\sin(2\pi - \varphi)} = \frac{a}{\sin(\alpha)} \Rightarrow \frac{a}{\sin(\alpha)} = \frac{-b}{\sin(\varphi)}. \quad (2.2)$$

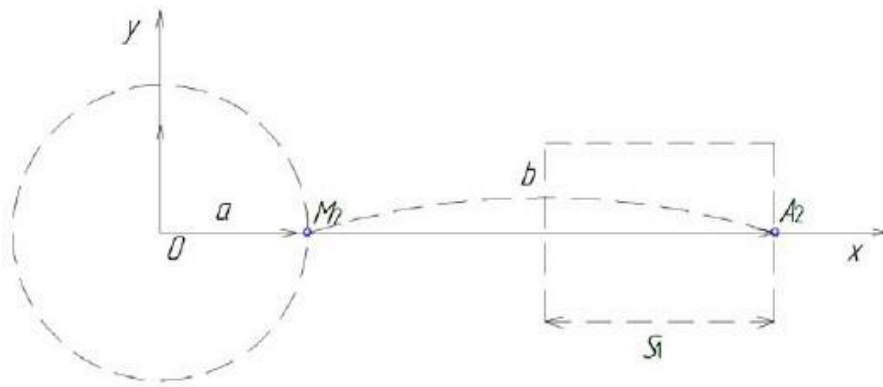
$$v_I = \frac{l_0}{\varphi_0 - \varphi_1} \frac{\varphi_1 - \varphi_0}{t_1 - t_0} = \omega \frac{l_0}{\varphi_0 - \varphi_1} > 0 \text{ на відрізку } [\varphi_1, \varphi_0],$$

$$v_{II} = \frac{l_0}{\varphi_2 - \varphi_0} \frac{\varphi_2 - \varphi_0}{t_2 - t_0} = \omega \frac{l_0}{\varphi_0 - \varphi_2} > 0 \text{ на відрізку } [\varphi_0, \varphi_2], \quad (2.3)$$

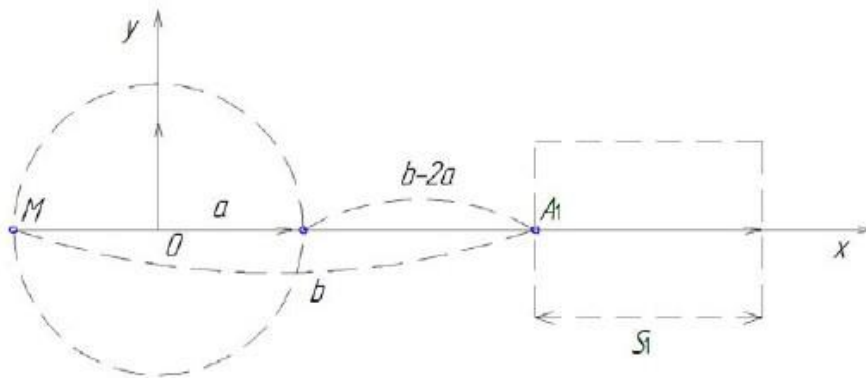
$$\bar{V}_I = \frac{\omega l_0}{\varphi_0 - \varphi_1} \bar{e}(\alpha) = \frac{\omega l_0 a}{(\varphi_0 - \varphi_1) b} (\bar{i} \sqrt{b^2 - a^2 \sin^2(\varphi^2)} - \bar{j} \sin(\varphi)),$$

$$\bar{V}_{II} = \frac{\omega l_0}{\varphi_0 - \varphi_2} \bar{e}(\alpha) = \frac{\omega l_0 a}{(\varphi_0 - \varphi_2) b} (\bar{i} \sqrt{b^2 - a^2 \sin^2(\varphi^2)} - \bar{j} \sin(\varphi)) \quad (2.4)$$

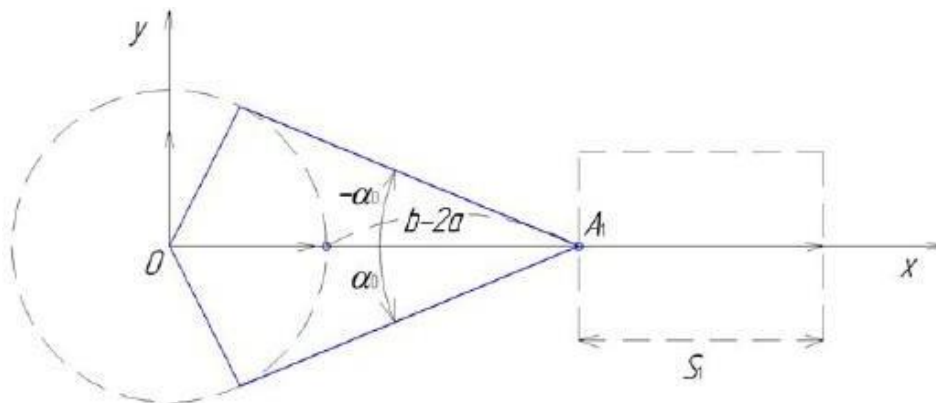
З урахуванням спрощень можна записати вираз



$$\varphi = 0, \text{ (або } 2\pi\text{)}$$



$$\varphi = \pi, \text{ (або } \pi + 2\pi\text{)}$$



$$-\alpha_0 \leq \alpha \leq \alpha_0$$

Рисунок 2.5 – Схема сил в кривошипно-шатунному механізмі зі зміною в крайніх положеннях шатуна

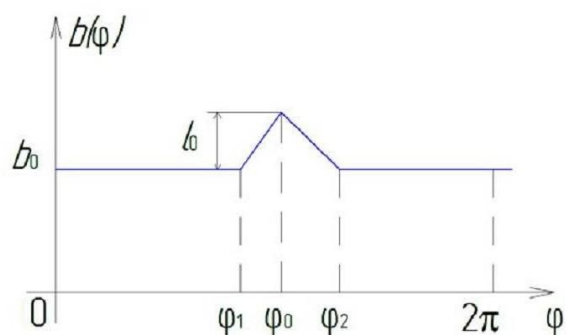


Рисунок 2.6 – Характер збільшення довжини шатуна

З урахуванням спрощень можна записати вираз

$$a_I = \frac{v_I - 0}{\varphi_0 - \varphi_1} \frac{\varphi_0 - \varphi_1}{t_0 - t_1} = \frac{\omega v_I}{\varphi_0 - \varphi_1} = \frac{\omega^2 l_0}{(\varphi_0 - \varphi_1)^2} \text{ на відрізку } [\varphi_1, \varphi_0],$$

$$a_{II} = \frac{0 - v_{II}}{\varphi_2 - \varphi_0} \frac{\varphi_2 - \varphi_0}{t_2 - t_0} = \frac{\omega |v_{II}|}{\varphi_2 - \varphi_0} = \frac{\omega^2 l_0}{(\varphi_2 - \varphi_0)^2} \text{ на відрізку } [\varphi_0, \varphi_2]. \quad (2.5)$$

$$a_{\text{ср}} = \frac{v_{II} - v_I}{t_2 - t_1} = \frac{v_{II} - v_I}{\varphi_2 - \varphi_1} \omega = \frac{\omega^2 l}{(\varphi_0 - \varphi_2)(\varphi_0 - \varphi_1)}. \quad (2.6)$$

Апроксимація $b(\varphi)$ на $[\varphi_1, \varphi_2]$ функції представлена в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Вирази для розрахунку довжини шатуна при апроксимації їх функції

Найменування	φ_1	φ_3	φ_0	φ_4	φ_2
1	2	3	4	5	6
$b_I = b_0 + \frac{l_0}{2} + \frac{l_0}{2} \cos\left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_0 - \varphi_1}\right)$	b_0	$b_0 + \frac{l_0}{2}$	$b_0 + l_0$		
$\dot{b}_I = \frac{l_0 \pi \omega}{2(\varphi_0 - \varphi_1)} \sin\left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_0 - \varphi_1}\right)$	0	$\frac{l_0 \pi \omega}{2(\varphi_0 - \varphi_1)}$	0		
$\ddot{b}_I = \frac{l_0 \pi^2 \omega^2}{2(\varphi_0 - \varphi_1)^2} \cos\left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_0 - \varphi_1}\right)$	$\frac{l_0 \pi^2 \omega^2}{2(\varphi_0 - \varphi_1)^2}$	0	$-\frac{l_0 \pi^2 \omega^2}{2(\varphi_1 - \varphi_0)^2}$		
$b_{II} = b_0 \frac{l_0}{2} + \frac{l_0}{2} \cos\left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_0 - \varphi_1}\right)$			$b_0 + l_0$	$b_0 + \frac{l_0}{2}$	b_0
$\dot{b}_{II} = \frac{l_0 \pi \omega}{2(\varphi_2 - \varphi_0)} \sin\left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_2 - \varphi_0}\right)$			0	$-\frac{l_0 \pi \omega}{2(\varphi_2 - \varphi_0)}$	0
$\ddot{b}_{II} = \frac{l_0 \pi^2 \omega^2}{2(\varphi_2 - \varphi_0)^2} \cos\left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_2 - \varphi_0}\right)$			$-\frac{l_0 \pi^2 \omega^2}{2(\varphi_2 - \varphi_0)^2}$	0	$\frac{l_0 \pi^2 \omega^2}{2(\varphi_2 - \varphi_0)^2}$
		$\varphi_3 = \frac{\varphi_1 - \varphi_0}{2}$		$\varphi_4 = \frac{\varphi_0 - \varphi_0}{2}$	

Вигляд наведених в табл. 2.1 залежностей представлено на графіках (рис. 2.7).

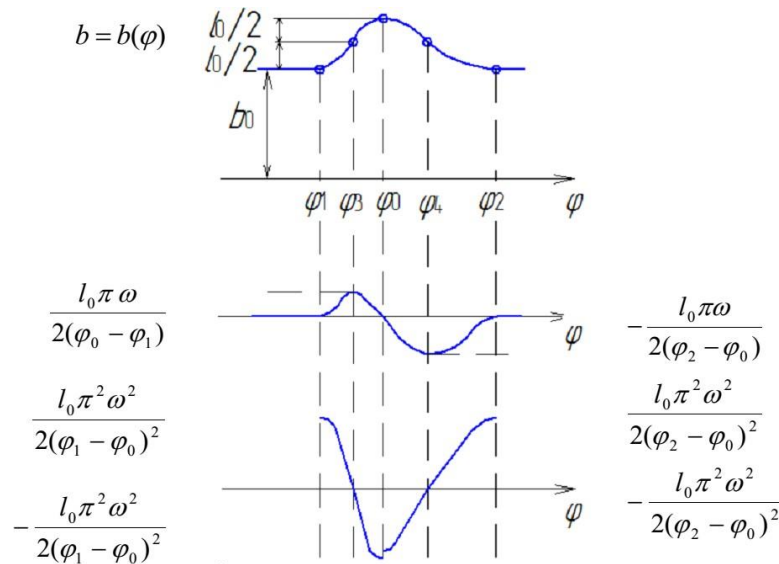


Рисунок 2.7 – Графіки $b = b(\varphi)$ при гладкій апроксимації окремих інтервалів

Якщо інтервали $[\varphi_1, \varphi_0]$ і $[\varphi_0, \varphi_2]$ – різні, $b(\varphi)$ – гладка, $\dot{b}(\varphi)$ – безперервна, $\ddot{b}(\varphi)$ – має розрив в точці φ_0 .

Єдиний варіант, при якому і прискорення – гладка, має тільки приумові φ_0

$$-\varphi_1 = \varphi_2 - \varphi_0.$$

У цьому випадку інтервал $[\varphi_1, \varphi_2]$ вважаємо єдиним, при цьому:

$$b(\varphi) = b_0 + \frac{l_0}{2} + \frac{l_0}{2} \cos\left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_2 - \varphi_1}\right), \quad \varphi_0 = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2},$$

$$b(\dot{\varphi}) = \frac{l_0 \pi \omega}{2(\varphi_2 - \varphi_1)} \sin\left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_2 - \varphi_1}\right) \text{ на } [\varphi_1, \varphi_2], \quad (2.7)$$

$$\ddot{b}(\varphi) = -\frac{l_0 \pi^2 \omega^2}{2(\varphi_2 - \varphi_1)^2} \cos\left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_2 - \varphi_1}\right),$$

Нижче представлені графіки швидкості та прискорення різання при варіюванні довжини шатуна, що отримані при моделюванні.

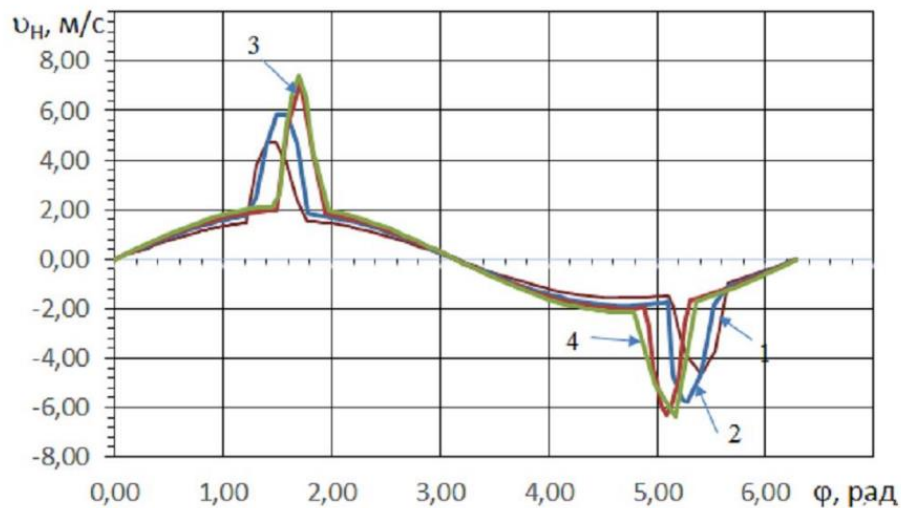


Рисунок 2.8 – Графіки швидкості різання, отримані при моделюванні для різної швидкості обертання: 1 – $n=284$ об/хв., 2 – $n=335$ об/хв., 3 – $n=355$ об/хв., 4 – $n=382$ об/хв.

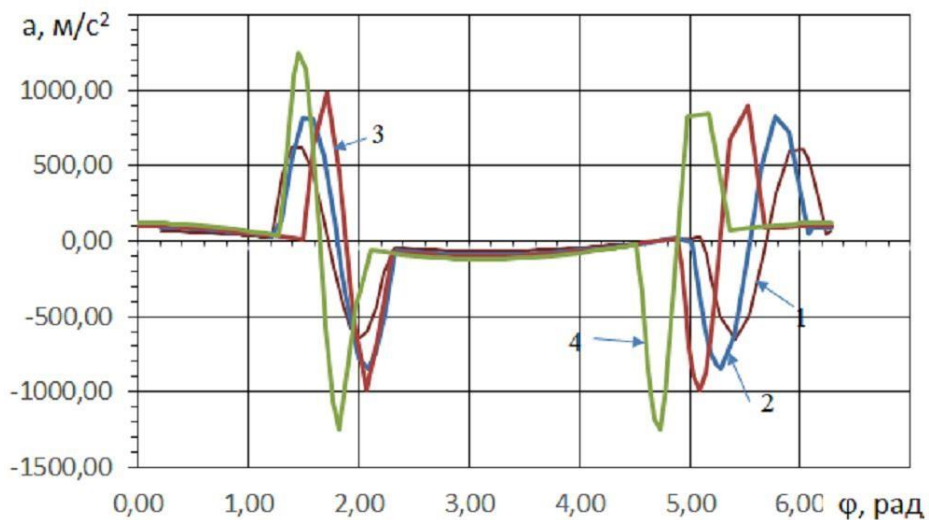


Рисунок 2.9 – Графіки прискорення різання, отримані при моделюванні для різної швидкості обертання: 1 – $n=284$ об/хв., 2 – $n=335$ об/хв., 3 – $n=355$ об/хв., 4 – $n=382$ об/хв.

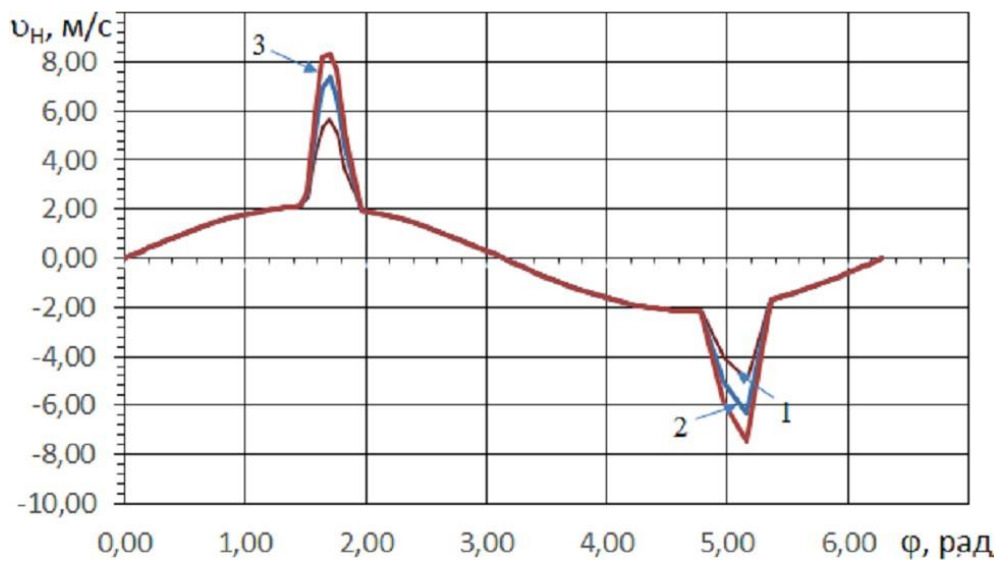


Рисунок 2.10 – Графіки швидкості різання, отримані при моделюванні для різних значень l_0 : 1 – $l_0=0,013$ м, 2 – $l_0=0,015$ м, 3 – $l_0=0,02$ м.

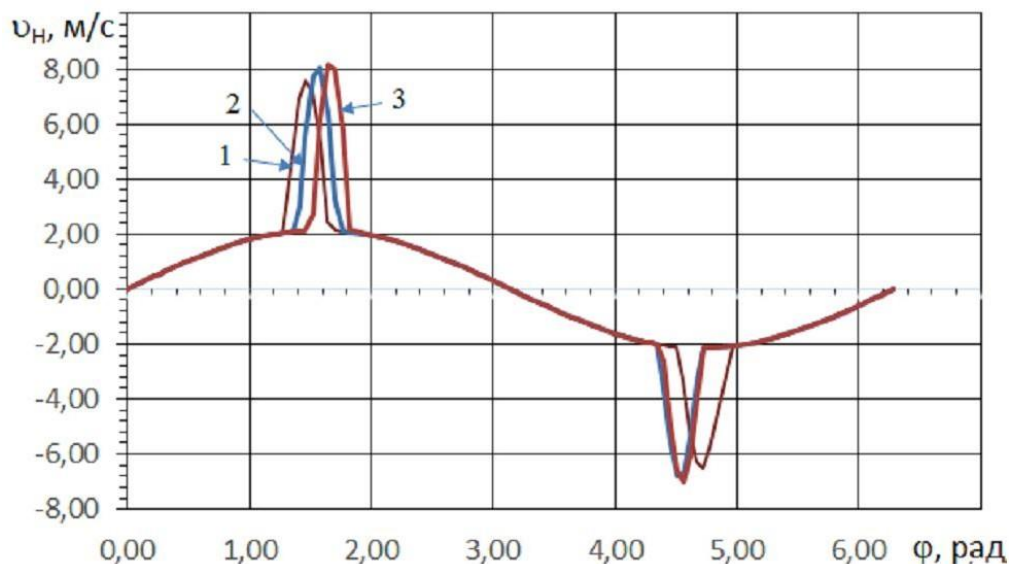


Рисунок 2.11 – Графіки швидкості різання, отримані при моделюванні для різних діапазонів значень φ : 1 – $\varphi = 1,22 \dots 1,64$ рад.; 2 – $\varphi = 1,38 \dots 1,76$ рад.; 3 – $\varphi = 1,45 \dots 1,82$ рад.

Зв'язок між значеннями φ, α, β визначається зі схеми сил.

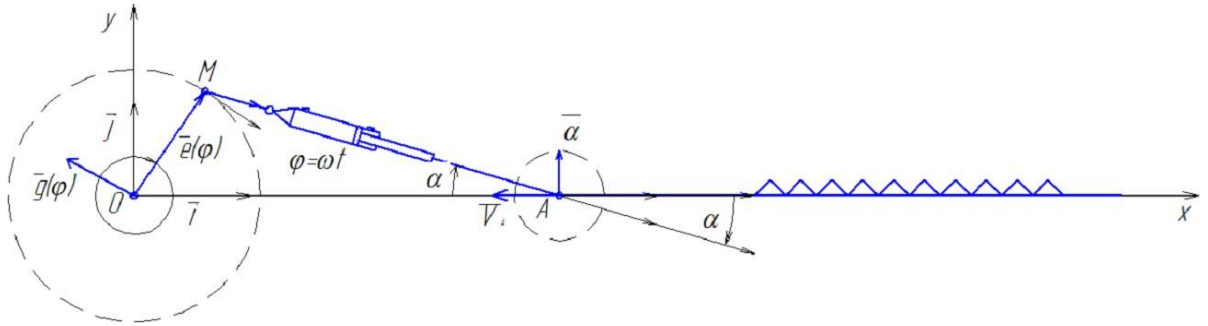


Рисунок 2.12 – Схема дії сил на кривошипно-шатунний механізм змінною довжиною шатуна

Позначення і початкові умови до схеми:

- довжина кривошипа a , м;
- кутова швидкість ω , рад / с;
- довжина шатуна $b = b(\varphi) = b_0 + \Delta b$,
- Δb - зміна довжини шатуна, м.

Вектор швидкості ножа в точці А виражений через одиничний вектор \bar{i} :

Схема, представлена на рис. 2.14, відповідає руху ножа в відємному напрямку відносно осі ОХ. Тому: $v_A < 0$ при умові, коли $0 < \varphi < \pi$; $v_A > 0$, коли $\pi < \varphi < 2\pi$.

$$\overline{V}_A = v_a \bar{i}. \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} \frac{b}{\sin(\varphi)} &= -\frac{a}{\sin(\alpha)} \Leftrightarrow b \sin(\alpha) = -a \sin(\varphi), \\ \overline{OA} &= x_A \bar{i} = \overline{OM} + \overline{MA} = a \bar{e}(\varphi) + b \bar{e}(\alpha) = \\ &= a (\cos(\varphi) + b \cos(\alpha)) \bar{i} + (a \sin(\varphi) + b \sin(\alpha)) \bar{j}. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Звідси знаходимо значення лінійної швидкості в точці А:

$$v_A = \dot{x}_A = -a\omega \sin(\varphi) - b\dot{a} \sin(\alpha) + b\dot{\cos}(\alpha)$$

Замінивши $b \sin(\alpha)$ на $(-a \sin(\varphi))$, отримаємо:

$$v_A = a(\dot{a} - \omega) \sin(\varphi) + b \dot{\cos}(\alpha);$$

Оскільки $b \approx 10a$, при зміні $\varphi \approx \omega t$ в діапазоні $[0, 2\pi]$, кут

α залишається гострим. Тому:

$$\cos(\alpha) = \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2} \sin^2(\varphi)} = \frac{1}{b} \sqrt{b^2 - a^2 \sin^2(\varphi)}, \quad (2.10)$$

що в деяких випадках дозволяє зробити припущення $\cos(\alpha) \approx 1$.

Оскільки $b_0 \approx 0,75$, $l_0 \approx 0,005$, то

$$b = b_0 + \frac{0,005(\varphi - 2,83)}{\pi - 2,83} b_0 + \Delta b = b_0 + \frac{l_0(\varphi - \varphi_1)}{\varphi_0 - \varphi_1}, \quad (2.11)$$

Тоді, при виконанні умови $|\Delta b| \leq 0,001$, в окремих випадках отримаємо:

$$b \approx b_0 = 0,75.$$

Враховуючи співвідношення між a , b у рівнянні, з достатньою точністю можна вважати:

$$P_A \approx -a\omega \sin(\varphi). \quad (2.12)$$

Прийнявши $a = 0,075$, $b_0 = 0,75$, $\omega \approx 80$, отримаємо рівняння:

$$P_A \approx -b\omega \sin(\varphi) (1 + 0,1 \cos(\varphi)) = -b \sin(\varphi) - 0,3 \sin(2\varphi). \quad (2.13)$$

На рис. 2.13 наведено графік приросту довжини шатуна.

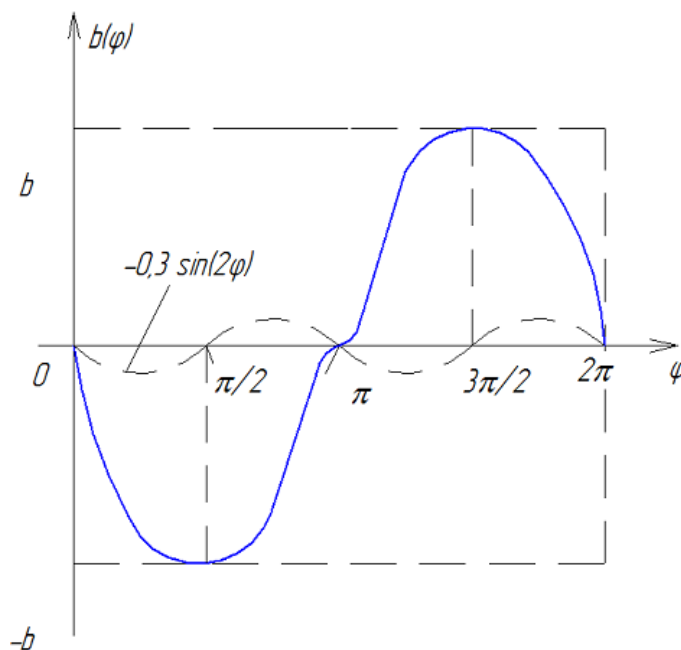


Рисунок 2.13 – Крива приросту довжини шатуна за рівнянням

Для врахування дії гідроудару в межах інтервалу $[\varphi_1, \varphi_2]$, $\varphi_0 = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}$,
 потрібно вибрати $\Delta b = f(\varphi)$ на $[\varphi_1, \varphi_2]$.

Вибравши гладку функцію на $[\varphi_1, \varphi_2]$, приріст шатуна буде визначатися залежністю:

$$\Delta b = \frac{l_0}{2} \left(1 + \cos \frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_1 - \varphi_0} \right) \quad (2.14)$$

$$\Delta v_A = -\frac{l_0 \pi \omega}{2(\varphi_0 - \varphi_2)} \sin \left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{(\varphi_0 - \varphi_2)} \right) + (1 + a^2 \omega \sin^2(\varphi)). \quad (2.15)$$

При значеннях $\varphi_0 = \pi \approx 3,1$; $\varphi_1 \approx 2,8$ отримаємо:

$$P_A \approx -2 \sin 10(\varphi - \pi)(1 + 0,45 \sin^2(\varphi)), \text{ на ділянці } [\varphi_1, \varphi_2] \approx [2,8; 3,4].$$

При $\varphi = \varphi_1 = 2,8 \Rightarrow \Delta v_A \approx 2 \sin(3)(1 + 0,45 \sin^2(2,8)) \approx 0,2$ та наближається до максимуму.

Графічні залежності зміни прискорення різання, що отримані шляхом моделювання при різних значеннях швидкості обертання ексцентрика, при варіюванні довжини шатуна, експериментальним шляхом – приведені графічно.

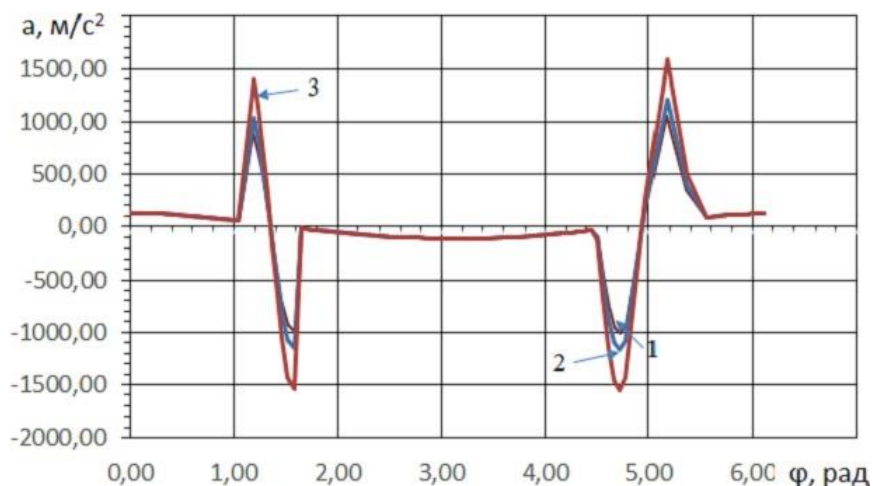


Рисунок 2.14 – Зміна прискорення різання (моделювання) при варіюванні довжини шатуна: 1 – $l_0=0,013$ м; 2 – $l_0=0,015$ м; 3 – $l_0=0,02$ м.

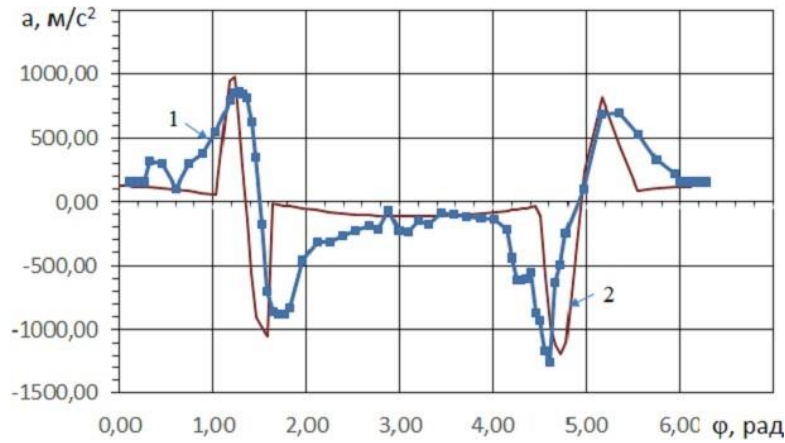


Рисунок 2.15 – Графік зміни прискорення різання модернізованої сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 ($n=382 \text{ хв}^{-1}$): 1 – прискорення при додатково створеному імпульсному ударі (результат експериментальних досліджень при $l_0=0,015 \text{ м}$), м/с^2 ; 2 – прискорення при $l_0=0,015 \text{ м}$ (результат моделювання), м/с^2 .

При роботі косарки сегментно-пальцевого ріжучого апарату з стандартним приводом її ніж на початку різання має максимальне прискорення та малу швидкість. У області максимальних значень швидкості ніж набуває мінімальних значень прискорення. У випадку з модернізованим приводом максимальне прискорення в кілька разів перевищує величини прискорень стандартного приводу в момент генерування імпульсів тиску.

Таким чином, в результаті теоретичних досліджень встановлено:

- прогнозувати швидкість переміщення ножа і зусилля в кривошипно-повзунному механізмі зі змінною довжиною шатуна можливо при апроксимації додаткового приросту шатуна трикутною функцією, гладкою функцією з розривами і безперервною гладкою функцією;
- для практичних розрахунків з достатнім ступенем точності швидкість переміщення ножа і зусилля в кривошипно-повзунному механізмі зі змінною довжиною шатуна можна використовувати наближені вирази для другого варіанту (випадок апроксимації збільшення довжини шатуна гладкою функцією).

2.3 Побудова кінематичних діаграм для довільної точки на ножі ріжучого апарату сегментно-пальцевої косарки

Алгоритм побудови діаграми різання сегментно-пальцевої косарки для довільної точки А, що знаходиться на верхній правій вершині сегмента, включає наступну послідовність кроків.

На ділянці від 0 до φ_1 при конкретному значенні $\omega = \text{const}$ ($\varphi_1 = \omega t$, φ_1 з кроком в 0,0628) попередньо розраховуються координати по осі x на кожному i -му кроці за формулою:

$$X_{Ai} = a \cos(\omega t) + \sqrt{b^2 - a^2 \sin^2(\omega t)}, \quad (2.16)$$

$$\Delta y = \frac{V_{mp}}{3,6} t,$$

де a – радіус кривошипного вала, м; ω – кутова швидкість, рад / с; b_0 – вихідна довжина шатуна, м; Δb – збільшення довжини шатуна, м; m – маса рухомих частин приводу ножа, кг.

На ділянці $\varphi_1 - \varphi_2 = \text{const}$ при конкретних значеннях $\omega = \text{const}$ ($\varphi_1 = \omega t$, φ_1 з кроком в 0,0628) попередньо розраховуються координати по осі x на кожному i -му кроці за формулою:

$$X_{Ai} = a \cos(\omega t) + \frac{1}{b} \sqrt{b^2 - a^2 \sin^2(\omega t)} + \frac{l_0}{2} \left(1 + \cos \left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_1 - \varphi_0} \right) \right),$$

де l_0 – амплітуда вильоту шатуна, м; φ_0 – величина кута повороту кривошипа в момент максимального значення швидкості при вильоті шатуна, рад;

φ_1 – величина кута повороту кривошипа в момент початку вильоту шатуна, рад;

φ_2 – величина кута повороту кривошипа в момент закінчення вильоту шатуна, рад.

Потім до кожного кроку додається величина приросту по осі y

На ділянці від φ_2 до π при конкретному значенні

$$\omega = \text{const} \quad (\varphi_1 = \omega t, \varphi_1 \text{ з кроком в } 0,0628)$$

Попередньо розраховуються координати по осі x на кожному i -му кроці,

а потім до кожного кроку додається величина збільшення по осі у.

Наведена послідовність побудови траєкторії точки, розташованої на сегменті ножа при певній швидкості руху агрегату, дозволяє чисельним диференціюванням по кроках визначити швидкість руху конкретної точки, розташованої на сегменті, з урахуванням руху агрегату.

Алгоритм реалізований в розрахунковому редакторі Microsoft Excel на прикладі чотирьох швидкісних режимів приводу ножа з трьома збільшеннями довжини шатуна. На рис. 2.16 – 2.19 представлені графічні залежності траєкторій і швидкостей руху точки, розташованої на сегменті для кожного із зазначених режимів.

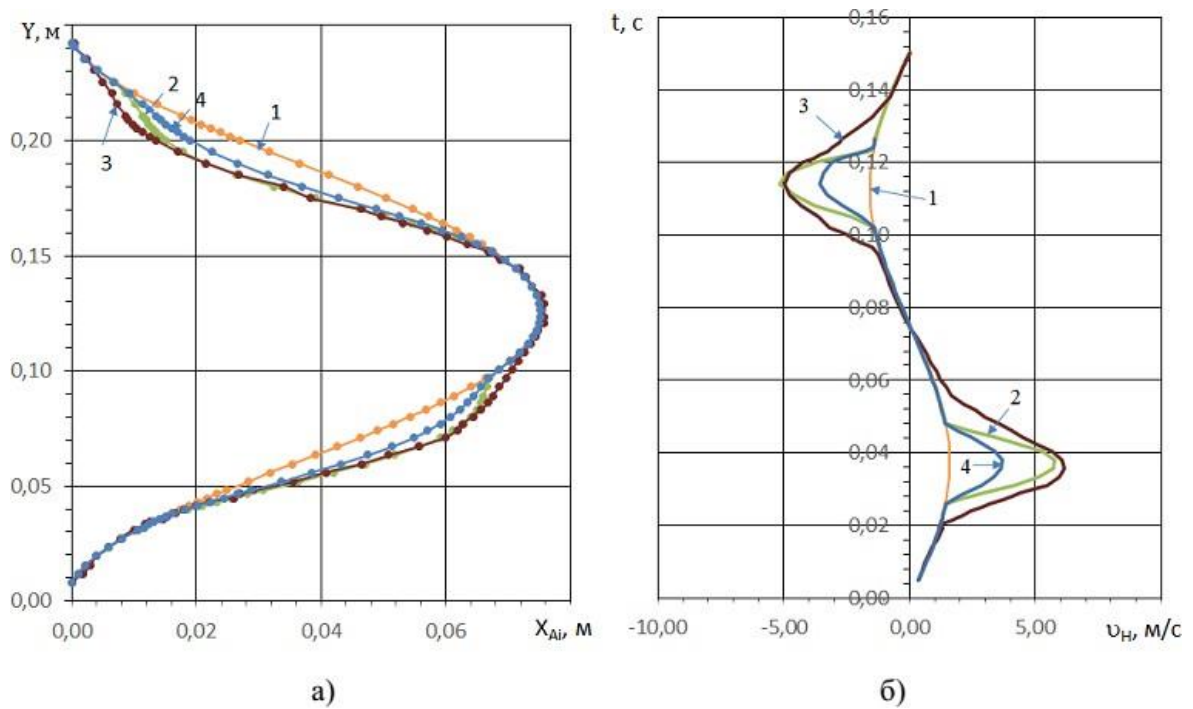


Рисунок 2.16 – Графіки переміщення (а) та швидкості (б) ножа при $n=284$ хв^{-1} : 1 – при базовому режимі; 2 – моделювання при $l_0=0,015$ м; 3 – при експериментальному режимі; 4 – моделювання при $l_0=0,01$ м.

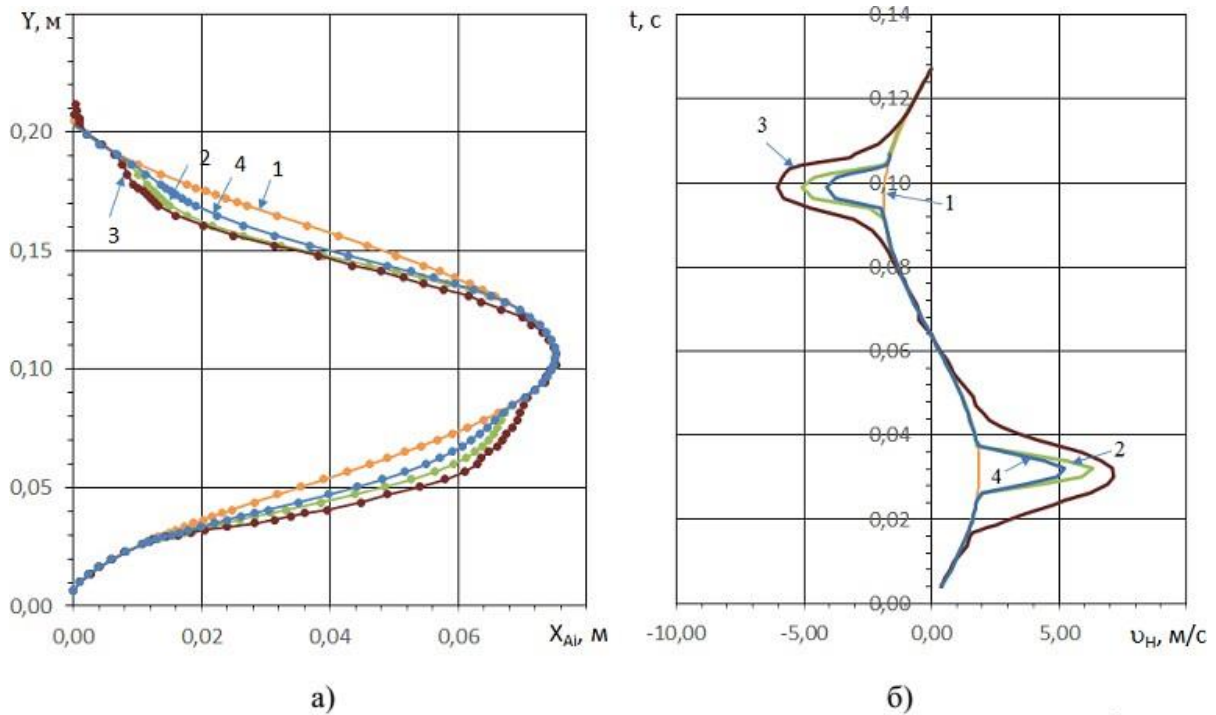


Рисунок 2.17 – Графіки переміщення (а) та швидкості (б) ножа при $n=335$ хв^{-1} : 1 – при базовому режимі; 2 – моделювання при $l_0=0,015$ м; 3 – при експериментальному режимі; 4 – моделювання при $l_0=0,01$ м.

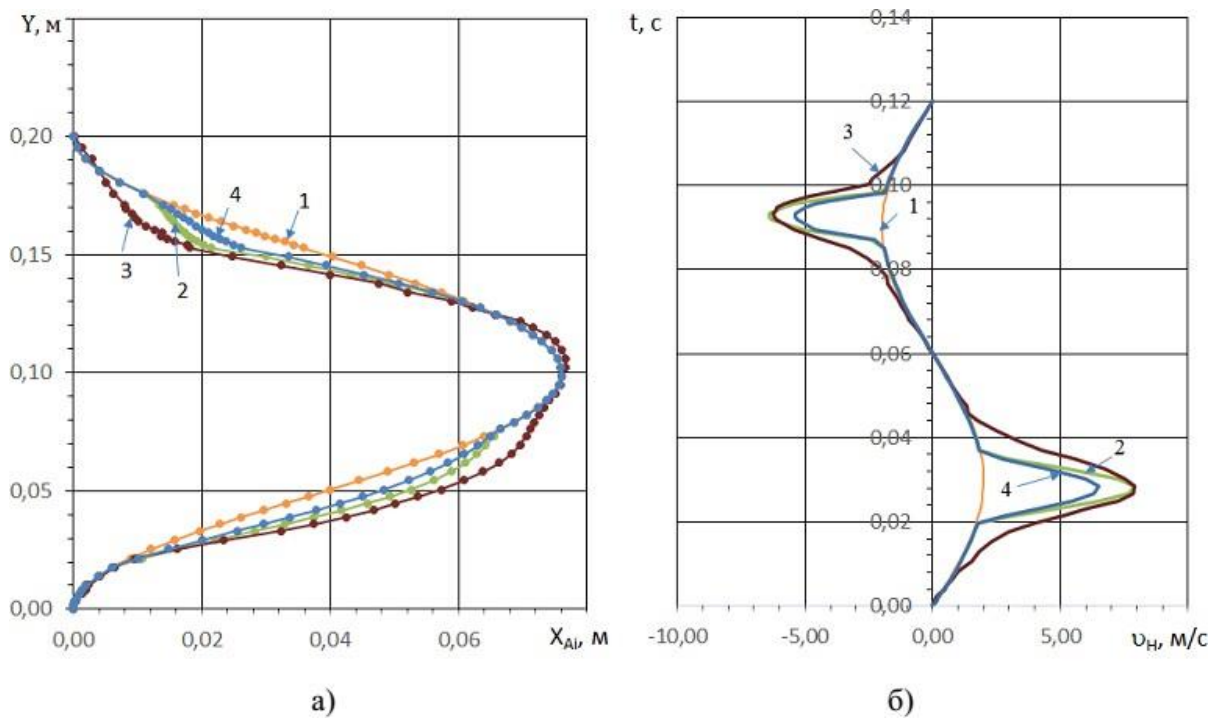


Рисунок 2.18 – Графіки переміщення (а) та швидкості (б) ножа при $n=355$ хв^{-1} : 1 – при базовому режимі; 2 – моделювання при $l_0=0,015$ м; 3 – при експериментальному режимі; 4 – моделювання при $l_0=0,01$ м.

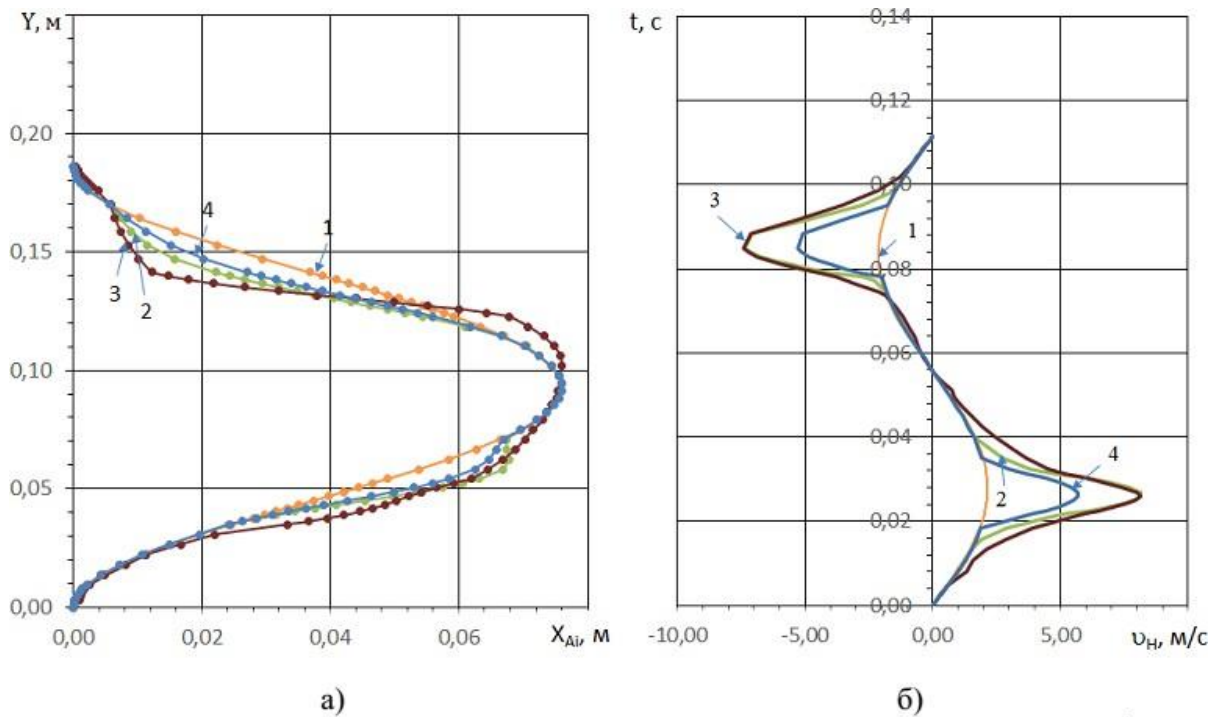


Рисунок 2.19 – Графіки переміщення (а) та швидкості (б) ножа при $n=382 \text{ хв}^{-1}$:
 1 – при базовому режимі; 2 – моделювання при $l_0=0,015 \text{ м}$; 3 – при експериментальному режимі; 4 – моделювання при $l_0=0,01 \text{ м}$.

Висновки

Аналіз графічних залежностей представлених дозволяє зробити висновок, що додатковий приріс швидкості ножа за рахунок коливань гідро-шатуна при генеруванні гідравлічних імпульсів в замкнутому масляному контурі забезпечує зменшення площі мертвих зон. При цьому, значення швидкостей ножа відносно фіксованої точки на ножі залишаються незмінними, а переносна швидкість відносно трав'яної маси зсувається в бік збільшення.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОГО РІЖУЧОГО АПАРАТУ

3.1 Призначення експериментальної установки

При аналізі режимів роботи сегментно-пальцевої косарки було встановлено, що основною вимогою є забезпечення високої якості зрізу рослин при низьких витрат енергії на привод. Дане завдання може бути вирішене шляхом накладення додаткової швидкості різання на основну швидкість різання сегментно-пальцевої косарки шляхом забезпечення коливань шатуна. Такий метод можна реалізувати за допомогою гідروциліндра, одна сторона якого заповнена стисненим повітрям, а на другу періодично подаються імпульси робочої рідини – мастила. В результаті використання імпульсних технологій для генерування хвилі гідрудару потоку масла можна досягти багатократного підвищення тиску.

Частота імпульсів становить від 5 до 10 Гц. Вони створюються при різкому перериванні потоку мастила за допомогою одноклапанного механізму переривання потоку, який вмикається від шківа приводного валу. При різкому закритті клапана переривника потоку формується хвиля гідравлічного удару, яка призводить до збільшення тиску в декілька раз.

3.2 Опис схеми експериментальної установки

Таким чином, була створена експериментальна установка, яка дозволяє дослідити параметри модернізованої косарки в лабораторних та експлуатаційних умовах. До основних завдань експериментальних досліджень із використанням експериментальної установки належить:

- експериментальне визначення окремих параметрів енергетичного ланцюга коливального гідроприводу;
- перевірка адекватності розроблених математичних моделей;
- визначення оптимальних режимів різання модернізованої сегментно-пальцевої косарки;

– експериментальна перевірка енергоефективності сегментно-пальцевої косарки зі змінною довжиною шатуна у виробничих умовах.

Схема лабораторного стенда для випробувань модернізованої сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 представлена на рис. 3.1.

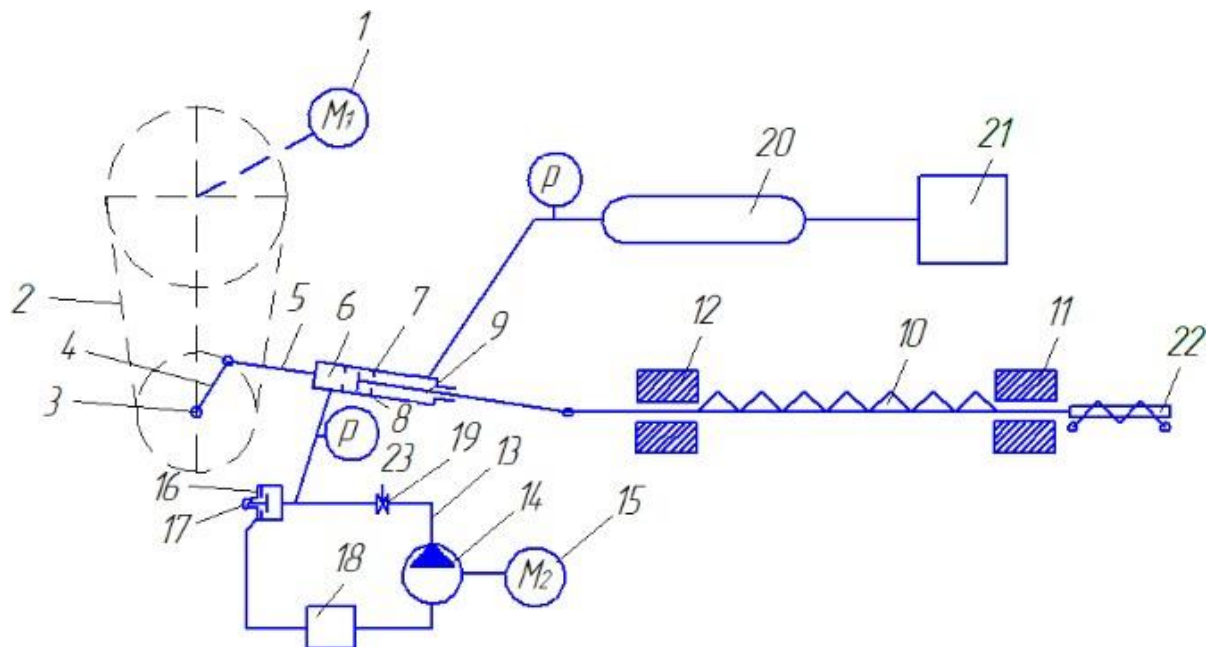


Рисунок 3.1 – Схема лабораторного стенда для випробувань модернізованої косарки КС-2,1

Забезпечення основного руху ріжучого апарату косарки здійснюється від асинхронного електродвигуна з частотним керуванням 1. Далі рух передається через клинопасову передачу 2 до приводного валу 3. При обертанні приводного валу 3 рух передається кривошипу 4, від нього складеному шатуну 5, що жорстко з'єднаний із каркасом гідروциліндра 6. Далі через упори 7 рух передається поршню 8, від якого через шток гідроциліндра 9 ножу 10, який в свою чергу здійснює переміщення в опорних напрямних 11, 12. Додатковий силовий імпульс створюється за рахунок періодичного підвищення тиску робочої рідини в замкнутому контурі 13, при попередньо забезпеченій циркуляції мастила шестеренчастим насосом 14, що приводиться в роботу асинхронним двигуном з частотним керуванням 15 в залежності від положення ударного клапана 16, кулачок 17, якого контактує із приводним валом 3. Закриття ударного клапана 16 здійснюється в момент часу коли ніж 10 починає рух вправо.

При знаходженні кривошипа 4 в вертикальному положенні ударний клапан 16

відкритий і мастило з ємності-бака 18 внаслідок дії на нього шестерень насоса 14 через регульований клапан 19 і ударний клапан 16 зливається по замкнутому контуру назад в бак 18. При повороті кривошипа 4 на певний кутів шток ударного клапана 16 потрапляє в зазор кулачка і клапанрізко закривається, що призводить до генерування гідравлічного удару. При цьому, зворотна хвиля тиску діє на поршень 8 який, на той момент знаходиться в крайньому лівому положенні за рахунок під дії на нього стисненого повітря від ресивера 20. Оскільки сила тиску зворотної хвилі значно більша, ніж опір стисненого повітря, це призводить до прискореного руху поршня 8 праворуч, при цьому забезпечуючи через шток 9 прискорений рух ножа 10. Переміщення поршня 8 здійснюється між упорами 7, а збільшення відстані між ними призводить до зміни амплітуди швидкості ножа 10. Синхронізація додаткового імпульсу швидкості ножа за рахунок різкого зростання тиску мастила при гідрударі регулюється положеннямударного клапана 16 відносно приводного валу 3. Тиск у ресивері 20 підтримується на рівні 0,6 МПа за допомогою компресора 21. При подальшому повороті приводного вала на 180^0 ніж 10 під дією стисненого повітря, рухається з прискоренням у зворотному напрямку.

Масляний контур приводу у реального СА на базі модернізованого приводу сегментно-пальцевої косарки приєднується входом і виходом до гідророзподільника трактора.

У початковий момент внаслідок надлишкового тиску повітря шток гідроциліндра знаходиться в складеному положенні. При роботі косарки, створюється пульсація мастила, що подається до штуцера за допомогою ударного вузла і шток здійснює переміщення в межах від 5 до 15 мм в залежності від початкового тиску мастила в магістралі. Робота ударного вузла синхронізована з положенням ножа за рахунок його жорсткогоз'єднання і може регулюватися в межах до 90 градусів.

Технологічна схема ріжучого апарату включає одноклапанний ударний вузол розташований на магістралі, який використовується для генерування тиску мастила. Для забезпечення циркуляції застосовується шестерний насос НШ-32. Частота зміни тиску на гідроциліндр залежить від частоти обертання ВВП трактора. Тиск повітря в гідроциліндрі створюється штатним компресором.

Гідроциліндр вмонтований в розріз шатуна між ексцентриком і ножем косарки. Довжина рукава високого тиску (РВТ) між гідроциліндром і клапаном вибирається виходячи з необхідного додаткового зусилля. Необхідний тиск на гідроциліндрі має бути не меншим 0,8 МПа. Для повернення компресором валу гідроциліндра в початкову точку потрібно надлишковий тиск повітря має становити 0,6 МПа.

На швидкість різання ножа косарки впливає об'єм камери гідроциліндра, який вибирається з умови забезпечення необхідного приросту швидкості.

3.3 Характеристика обладнання експериментальної установки

Конструкція ударного вузла (рис. 3.2) дозволяє згенерувати додаткову імпульсну дію мастила на гідропривід ріжучого апарату. Відкриття отворів для подачі робочої рідини відбувається синхронно з обертами шківів привода косарки, що зумовлено жорстким з'єднанням шківів із кулачковим валом ударного вузла. Ударний клапан знаходиться з боку вхідного отвору. Закриття клапана здійснюється під тиском потоку рідини. Вал має можливість обертатися, оскільки його один із його торців встановлений в самоцентрувальній заглушці, а з іншого боку він виведений через додатковий отвір за межі корпусу. Характер руху кулачкового валу може змінюватися з обертально-ковзною в зворотно-поступальний рух.

Відповідно до цієї схеми, потреба в додатковому джерелі енергії для зміни положення клапана в ударному вузлові – відсутня. Геометричні характеристики кулачка, що відкриває клапан вибрані таким чином, щоб забезпечити потрібний час перебування клапана в закритому положенні, для створення необхідного тиску в гідроциліндрі.

Ударний вузол включає корпус 1 з вхідним 2 і вихідним 3 отворами для руху робочого середовища, ударний клапан 4, жорстко закріплений на штокові 5 що розміщений у втулці 6 з можливістю зворотно-поступального руху. У порожнистому корпусі 1 виконані два додаткових співвісних отвори 7 і 8, втулка 6 виконана з наскрізними каналами 9 для закінчення робочого середовища уздовж штока 5. Конструкція додатково містить вал 10 з кулачком 11, пружину 12, стопорне кільце 13, центрувальну заглушку 14 і направляючу втулку 15. Втулка 6 жорстко з'єднана з вхідним отвором 2 порожнистого корпусу 1.

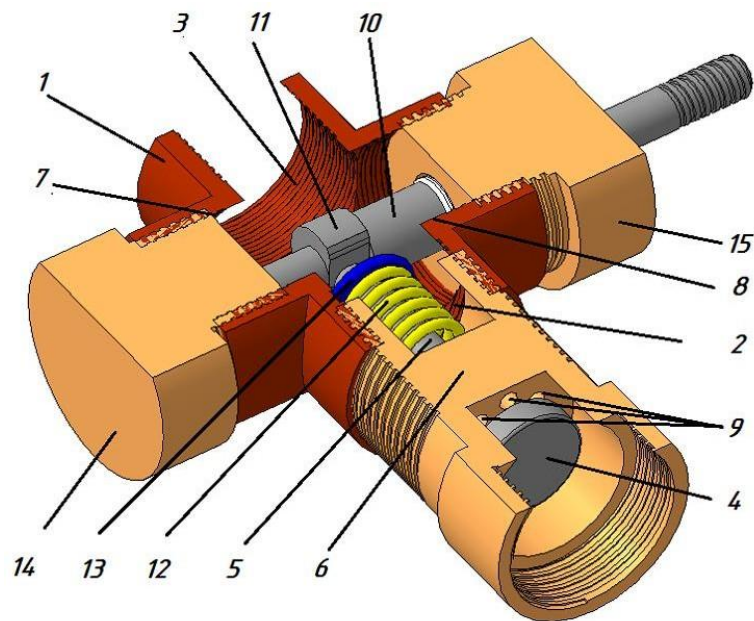


Рисунок 3.2 – Конструкція ударного вузла: 1 – корпус; 2,3 – відповідно вхідний і вихідний отвори для протікання робочої рідини; 4 – ударний клапан; 5 – шток; 6 – втулка; 7, 8 – додаткові співвісний отвори; 9 – наскрізні клапани; 10 – вал; 11 – кулачок; 12 – пружина; 13 – стопорне кільце; 14 – центрувальна заглушка; 15 – напрямна втулка.

Ударний клапан 4 розташований зі сторони входу робочого середовища. В наскрізні канали 9 втулки 6, пружина 10 встановлена на штокові 5 і закріплена на ньому стопорним кільцем 13 з боку виходу робочого середовища з наскрізних каналів 9 втулки 6, вал 10 встановлений всередині порожнистого корпусу 1 з можливістю обертального руху, де один торець вала 10 вставлений в центрувальну заглушку 14, закріплену в першому додатковому отворі 7 пустотілого корпусу 1, другий торець валу 10 виведений за межі корпусу 1 через направляючу втулку 15,

що розміщена в другому додатковому наскрізному отворі 8 порожнистого корпусу 1, а кулачок 11 з'єднаний з штоком 5 та забезпечує перетворення його обертально-ковзного руху в зворотно-поступальний рух штока 5.

Для створення додаткових коливань ножа використовувався гідравлічний поршневий циліндр двосторонньої дії Hydrosila MK50/30x160.

Таблиця 3.1 – Характеристики гідроциліндра Hydrosila MC50/30x160

Показник	Значення
Діаметр поршня, мм.	50
Діаметр штока, мм.	30
Хід штока, мм.	160
Довжина циліндра, мм.	395
Виконання за способом кріплення	Вушка без шарнірних підшипників (діаметром 25 мм)
Виконання за номінальним тиском, МПа	16

У конструкції приводу використаний серійно вироблений зразок, що часто використовується для приводу робочих органів інших сільськогосподарських машин та агрегатів. Для отримання первинної інформації застосовувалося пристрій збору даних National Instruments USB-6009. Цей пристрій містить 8 каналів для введення аналогових сигналів, а також канали для генерації аналогових сигналів та 12 каналів для введення або виведення цифрового сигналу. Максимально можлива частота дискретизації дорівнює 48 кГц.

Програмна підтримка плати здійснюється фірмою-виробником в середовищі Windows із використанням драйвера NI-DAQmx. Таким чином, за допомогою штатних засобів було створено програмне забезпечення в SCADA-системі LabView для збору і обробки інформації, що одержувалась від різних вимірювальних датчиків.

3.4 Методика лабораторних випробувань модернізованої косарки КС-2,1

Роботоздатність сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 зі змінною довжиною шатуна в лабораторних умовах перевірялася на лабораторній установці, в наступній послідовності:

- включенням електроприводу насоса виконувався запуск масляного контуру що дозволило забезпечити показник тиску на рівні 0,8 МПа;
- слідом за масляним контуром включався компресор і підтримувався тиск стисненого повітря в ресивері на рівні 0,6 МПа;
- по готовності масляного і повітряного контурів включався основний привод та за допомогою перетворювача частоти регулювалася частота обертів асинхронного електродвигуна від мінімальних (260 хв^{-1}) до максимальних (400 хв^{-1}) обертів. На кожному діапазоні частот обертання в штатному режимі фіксувалася частота обертання валу основного приводу і швидкість переміщення ножа. Мінімальна частота обертання валу основного приводу, при якій середня швидкість ножа рівна $2,1 \text{ м/с}$, становить 260 хв^{-1} .

На рис. 3.3 представлені залежності швидкості різання від обертів валу основного приводу в штатному режимі роботи.

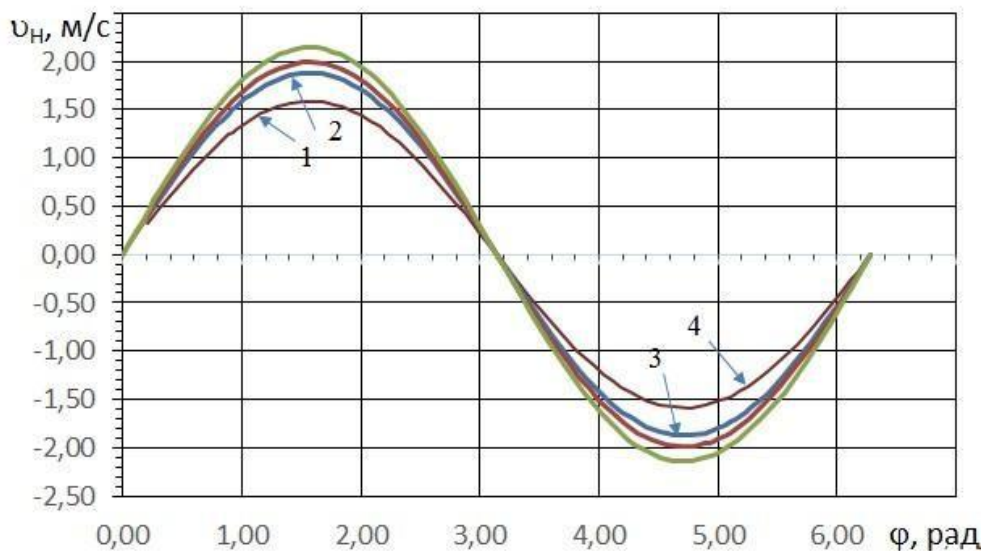


Рисунок 3.3 – Швидкість різання при частоті обертання валу основного приводу: 1 – $n = 284 \text{ хв}^{-1}$; 2 – $n = 335 \text{ хв}^{-1}$; 3 – $n = 355 \text{ хв}^{-1}$; 4 – $n = 382 \text{ хв}^{-1}$.

Після перевірки працездатності модернізованої сегментно-пальцевої косарки

в звичайному режимі перевірялася її працездатність в режимі варіювання довжини шатуна. Для цього масляний і повітряний контури за допомогою відповідних вентилів підключалися до гідроциліндра при попередньо встановленому положенні приводу ударного клапана і за допомогою перетворювача частоти встановлювалися значення частоти обертання валу приводу, що відповідають амплітуді швидкості різання – 2,1 м / с.

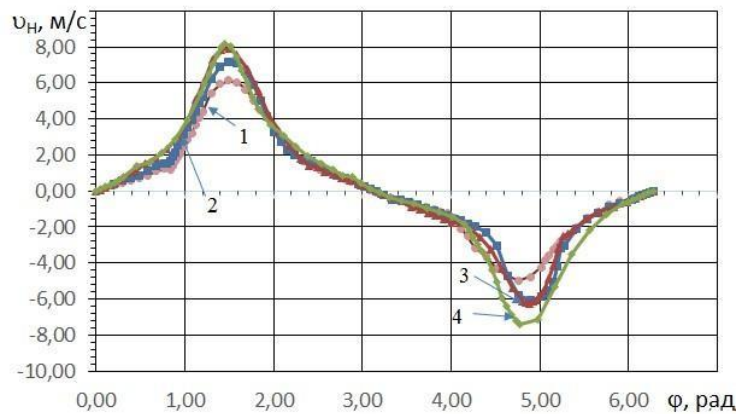


Рисунок 3.4 – Графічні залежності швидкості різання від частоти обертів валу основного приводу при значенні тиску в масляному контурі $P=0,8$ МПа: 1 – $n = 284$ хв⁻¹; 2 – $n = 335$ хв⁻¹; 3 – $n = 355$ хв⁻¹; 4 – $n = 382$ хв⁻¹.

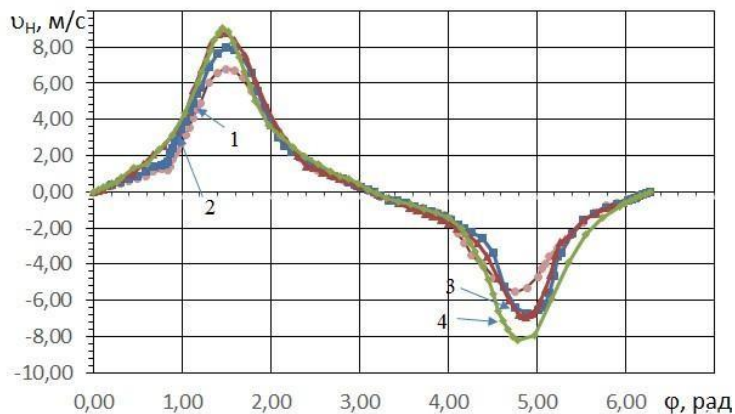


Рисунок 3.5 – Графічні залежності швидкості різання від частоти обертів валу основного приводу при значенні тиску в масляному контурі $P=0,1$ МПа: 1 – $n = 284$ хв⁻¹; 2 – $n = 335$ хв⁻¹; 3 – $n = 355$ хв⁻¹; 4 – $n = 382$ хв⁻¹.

Далі, використовуючи весь діапазон частот обертання валу основного приводу, будували експериментальні залежності швидкості різання від частоти обертання валу основного приводу. За допомогою обмежувачів ходу поршня гідроциліндра і ширини зони роботи гідроприводу ϕ_1 - ϕ_2 (відповідно до кута позиціонування приводу ударного клапана) підбирався раціональний режим

роботи приводу ножа, що відповідає максимальній швидкості початку і кінця різання при різних значеннях початкового тиску мастила.

При випробуванні косарки при скошуванні багаторічних сіяних трав (конюшини) врожайність становила 0,7 т / га.

Для визначення атмосферного тиску, відносної вологості і температури повітря, а також швидкості повітряного потоку використовували прилад контролю параметрів повітряного середовища – метеорометр МЕМ-200А.

Відносний вологовміст рослин визначався методом зважування після зрізання і висушування. За результатами випробувань одного з режимів продуктивність модернізованої сегментно-пальцевої косарки при швидкості агрегату 8,49 км / год, VI передачі та при невеликих обертах становила 1,78 га / год, тоді як для косарки зі стандартним механічним приводом цей показник був рівний 1,70 га / год.

При скошуванні трав модернізованою косаркою, втрати за рахунок підвищеного зрізу та незрізаних (пропущених косаркою) рослин не перевищують 1,7%, що на 0,4% нижче, ніж у косарки зі стандартним приводом. Таким чином, відповідно до агротехнічних вимог забезпечується отримання кормів високої якості при мінімізації втрат, тобто забезпечується чистий зріз рослин, а висота травостою не перевищує 6 - 8 см.

З точки зору технології різання та зменшення витрат енергії, оптимальним є забезпечення варіювання швидкості ножа. При цьому найбільш прийнятним варіантом є різке зростання швидкості на початку області різання та різке зменшення в кінці різання. Циклічне збільшення довжини гідро-розсувного шатуна за рахунок імпульсу тиску мастила в першій половині ходу ножа дозволяє збільшити його швидкість до початку різання. На початку і в кінці різання буде відбуватися незначне збільшення швидкості ножа, зі збільшенням до максимуму в центрі прямого ходу. При зворотному ході за рахунок тиску стисненого повітря швидкість ножа буде також збільшуватися і сповільнюватися, але її максимальне значення буде менше, ніж при прямому ході.

Діаграми різання лезом сегмента ножів ріжучого апарату з гідравлічним і механічним приводами представлені на рис. 3.6. При їх побудові враховувалися параметри, що відповідають числу подвійних ходів ножа $n = 284 \text{ хв}^{-1}$; ходу ножа $S = 76 \text{ мм}$; подачі за один хід ножа $h = 80 \text{ мм}$; звичайний режим показаний пунктирними лініями, модернізований – суцільними.

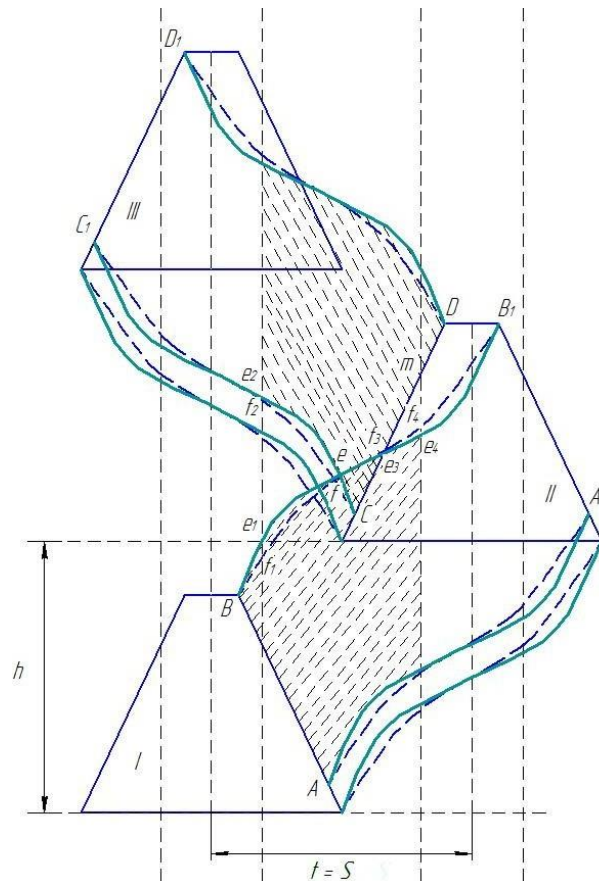


Рисунок 3.6 – Діаграми різання з гідравлічним і механічним приводами, $n = 284 \text{ хв}^{-1}$, $h = 80 \text{ мм}$, $S = 76 \text{ мм}$.

При переміщенні сегмента від початкового положення I до положення II і III його леза AB і CD охоплюють ділянки ABB_1A_1 і CC_1D_1D . На діаграмі контурними лініями показані траєкторії лез сегмента при використанні гідроприводу, і пунктирними – при використанні механічного привода. Під час переміщення сегмента при прямому і зворотному ході ножа для обох типів приводу не перекриваються ділянки e_1e_2 та e_3e_4m , при цьому ділянки e_2e_3 та cf_3 (механічний привід) перекривається двічі. При використанні механічного привода не перекриваються ділянки f_1f_2 і f_3f_4m . Рослини, що не були зрізані на ділянках e_1e_2 і

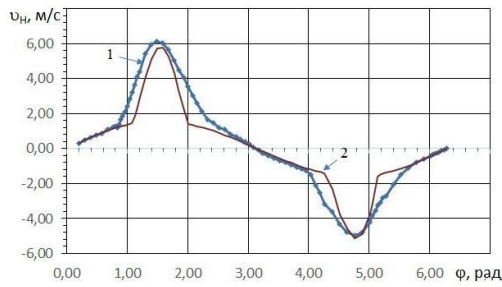
f_1 та f_2 нахилиються вперед і будуть зрізані в точках e_2 і f_2 кромкою сегмента CD при зворотному ході. Таким чином, при використанні гідроприводу, площа подвійного зрізу зменшується до 9,4%, що дозволяє збільшити поступальну швидкість агрегату, не знижуючи якісних показників ріжучого апарату. При цьому для забезпечення однакової якості зрізу при використанні гідравлічного приводу потрібна менша кількість подвійних ходів ножа, порівняно із роботою з механічним приводом.

Втрати врожаю, тобто висота зрізу збираних культур, залежать від поперечного та поздовжнього згину стебел рослин. Величина поперечного згину залежить від відстані між пальцями, ширини пальця і кута згину, тобто від співвідношення між швидкістю ножа та швидкістю трактора. Мінімальне значення кута забезпечується в початковий момент ходу ножа за рахунок можливості створення додаткового імпульсу під дією тиску мастила. Таким чином, збільшуючи швидкість різання та, водночас, не знижуючи якісних показників ріжучого апарату, стає можливим збільшення поступальної швидкості агрегату при меншій кількості подвійних ходів ножа за хвилину, порівняно із використанням механічного приводу.

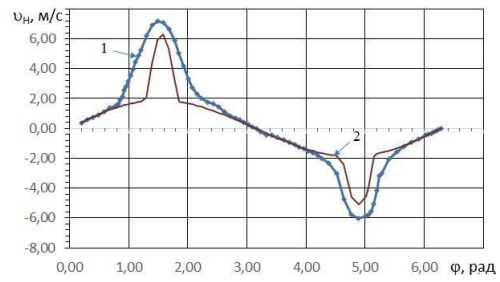
3.5 Порівняння результатів експериментальних та теоретичних досліджень

Представлені графічні залежності зміни швидкості різання при використанні модернізованого приводу (амплітуда вильоту шатуна $l_0=0,015$ м), що отримані за результатами теоретичних та експериментальних досліджень для різних значень частоти обертання валу відбору потужності.

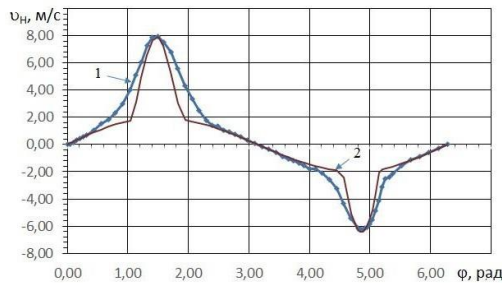
З рис. 3.7 видно, що максимальні значення швидкості, отримані в результаті експериментальних досліджень, вищі в порівнянні зі значеннями отриманим під час моделювання.



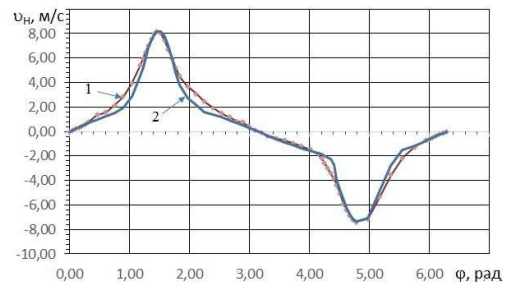
а)



б)



в)

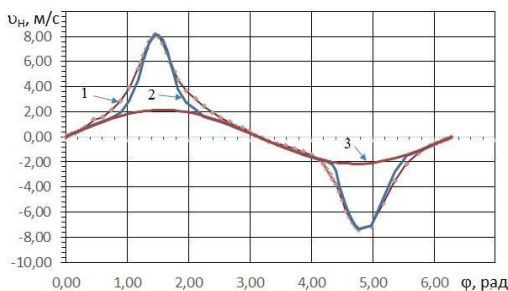


г)

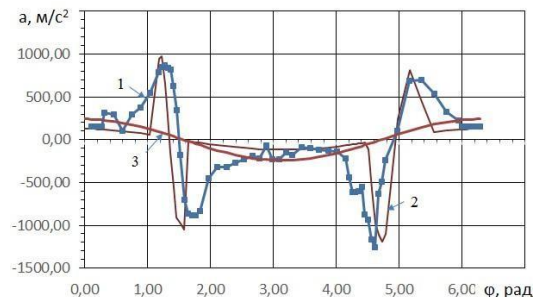
Рисунок 3.7 – Експериментальний (1) та розрахунковий (2) графіки зміни швидкості різання ($l_0 = 15$ мм) від кута повороту валу: а) при $n=284$ хв⁻¹; б) при $n=335$ хв⁻¹; в) при $n=355$ хв⁻¹; г) при $n=382$ хв⁻¹.

В цілому розбіжність розрахункових і експериментальних даних не перевищує 15%, що говорить про адекватність прийнятої моделі.

На рис. 3.8 відображено графічні залежності швидкості та прискорення різання модернізованої сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 від значення кута повороту.



а)



б)

Рисунок 3.8 – Залежність швидкості (а) та прискорення (б) різання від кута повороту валу відбору потужності ($n=382$ хв⁻¹, $l_0=0,015$ м): 1 – експериментальні дослідження з модернізованим шатуном; 2 – теоретичні дослідження; 3 – експериментальні дослідження зі штатним шатуном.

Зазначені графічні залежності характеризуються високою подібністю при максимальних значеннях та мають певну розбіжність при значеннях швидкості,

близькій до нуля. Значення амплітуди прискорення ножа збільшується до 110 м/с^2 при зростанні швидкості обертання валу привода.

На рис. 3.9 представлені експериментальні залежності зміни швидкості різання від кута повороту валу відбору потужності для базового та модернізованого варіантів конструкції ріжучого апарату косарки КС-2,1.

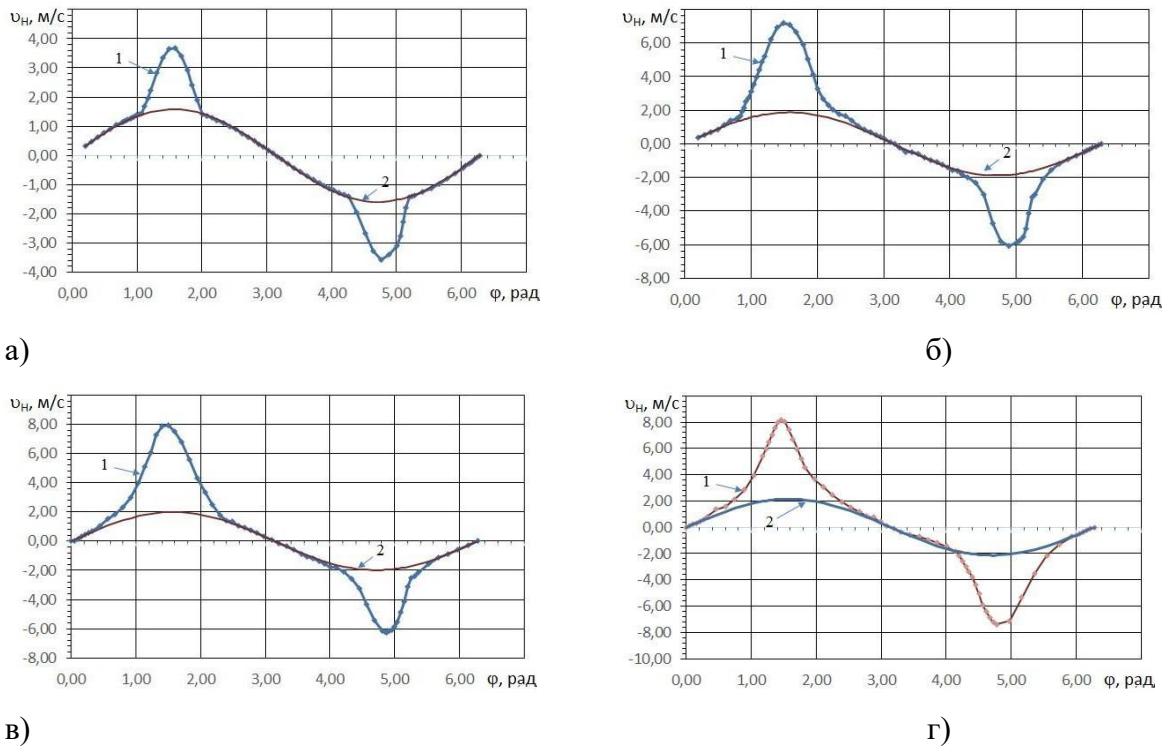


Рисунок 3.9 – Експериментальні залежності зміни швидкості різання від кута повороту валу відбору потужності: а) при $n=284 \text{ хв}^{-1}$; б) при $n=335 \text{ хв}^{-1}$; в) при $n=355 \text{ хв}^{-1}$; г) при $n=382 \text{ хв}^{-1}$; 1 – модернізований варіант; 2 – базовий варіант.

Як видно з представлених графіків, при використанні модернізованого варіанта ріжучого апарату косарки КС-2,1, збільшення швидкості різання становить не менше ніж на $1,5 \text{ м/с}$ в порівнянні з базовим варіантом для всього дослідженого діапазону частоти обертання.

З даних графіків видно, що для всього діапазону значень частоти обертання, характерним є зниження споживаної потужності в порівнянні з базовим варіантом.

Таким чином, було встановлено, що загальна потужність на виконання технологічної операції МА на базі сегментно-пальцевої косарки суттєво залежить від конкретного швидкісного режиму (передачі) та швидкості руху агрегату. При цьому, найбільш оптимальними швидкісними режимами експлуатації буде робота

на 4-ї і 5-ї передачах енергетичного засобу.

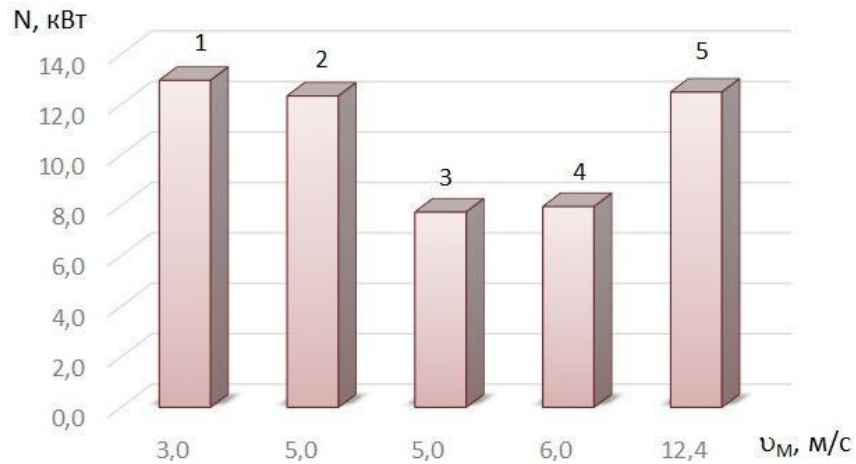


Рисунок 3.10 – Сумарна споживана потужність енергетичного засобу при агрегуванні з косаркою КС-2,1 із модернізованою конструкцією ріжучого апарату, в залежності від швидкості руху на різних швидкісних режимах: 1 – 2-га передача; 2 – 3-тя передача; 3 – 4-та передача; 4 – 5-та передача; 5 – 8-ма передача.

Таблиця 3.2 – Технічні характеристики сегментно-пальцевої косарки з механічним приводом та приводом із гідро-шатуном

Найменування показників	Од.	Значення показників	
		Гідравлічний	Механічний
Балансова вартість косарки	тис. грн.	22,00	17,00
Споживана потужність	кВт	0,41 – 1,13	0,78 – 1,80
Швидкість руху сегмента	м/с	2,20 – 3,54	2,15
Поступальна швидкість трактора	км/год	1,3 – 12,00	
Агрегується з тракторами		Т-25; Т-40; МТЗ-80	
Робочий тиск в гідроциліндрі	МПа	0,80 – 1,36	
Продуктивність	га/год	1,79	1,7
Питома витрата палива	кг/га	6,45 – 2,60	6,30 – 4,75

Висновки

Порівняння основних технічних характеристик косарки змодернізованим і стандартним приводами дозволяє зробити висновки про переваги розробки за енергетичними та якісними показниками.

4 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1 Оптимізація питомої витрати палива при експлуатації косарки з модернізованим ріжучим апаратом

Співвідношення між швидкістю руху агрегату та швидкістю різання ножа, для вітчизняних конструкцій косарок, знаходиться в межах 0,45-0,6, а перевищення цього показника призводить до неякісного зрізу стебел. При використанні механічного приводу сегментно-пальцевої косарки збільшення швидкості руху трактора і відповідно продуктивності (га/год), забезпечується переходом на вищий швидкісний режим за допомогою КПП, але при цьому спостерігається збільшення витрати палива машинним агрегатом. Використання гідروприводу, забезпечує суттєве збільшення швидкості різання, що дозволяє виконання руху МА з тією ж швидкістю, що і для базового варіанту, але при використанні вищого швидкісного режиму (передачі) з частковими обертами колінчастого валу, тобто зниженою витратою пального.

Модернізована конструкція сегментно-пальцевої косарки із модернізованим ріжучим апаратом, що базується на періодичній зміні довжини гідро-шатуна за рахунок генерування коливань тиску робочої рідини в замкнутому контурі, працює наступним чином: при зміні тиску мастила відбувається переміщення штока гідроциліндра в діапазоні від 0,008 до 0,015 м, що забезпечує збільшення довжини шатуна та, як наслідок, швидкість різання ножа. Циркуляція робочої рідини забезпечується штатним насосом НШ32.

Регулювання тиску на привод зі змінною довжиною шатуна здійснюється за допомогою клапана редукційного типу М-КР-10, який був приєднаний до нагнітальної магістралі.

Гальмування штока гідроприводу відбувається за рахунок суттєвого перевищення значення тиску повітря над значенням спадаючого тиску мастила. Тиск повітря в гідроциліндрі створюється штатним компресором. Різниця тиску мастила і повітря в кінці ходу ножа збільшується, що сприяє погашенню інерційних навантажень.

Метою польових досліджень було визначення раціонального режиму роботи гідроприводного ріжучого апарату при експлуатації на різній швидкості енергетичного засобу.

Метою аналізу рівняння регресії є знаходження необхідних значень факторів, при яких забезпечується найкращий результат для критерію оптимізації. За критерій оптимізації було прийнято питому витрату палива G , кг / га, а в якості факторів:

- тиск мастила P , МПа;
- відносна швидкість ріжучого елемента V_n , м/с;
- швидкість руху агрегату V_m , км/год.

Витрату палива на проведення одного досліду визначали датчиком DFM 100СК на нагнітальній магістралі паливного насоса трактора. До зворотної магістралі, в паливному баку, було приєднано мензурку об'ємом 300 мл та ціною поділки 10 мл.

За допомогою нівеліра марки BOSH визначалася крутизна схилу, відстань вимірювалося далекоміром Leica Disto, а тривалість досліду фіксувалася платою ЦАП/АЦП USB-6009 фірми National Instruments. У польових умовах експеримент проводився протягом 5-10 хвилин на один прохід, з подальшим повтором після розвертання МА.

Для визначення швидкості різання, сили інерції, сили опору зрізу, а також, для визначення положення ножа і положення штока гідроциліндра використовували датчики лінійного переміщення. Тиск робочої рідини та тиск повітря контролювався датчиками тиску БД-ПР, а швидкість руху агрегату – встановленим на колесі датчиком холу.

Швидкість руху агрегату при роботі сегментно-пальцевої косарки з гідроприводом знаходилася в діапазоні від 1 300 до 1 400 хв⁻¹ колінчастого валу, та становила 7,89; 9,74; 10,81 км/год на 6, 7 і 8-й ступенях швидкості КПП.

Обрано рівні та діапазони варіювання факторів, що наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Рівні та діапазон варіювання факторів

Рівні факторів в кодованому вигляді	Фактори в натуральному вигляді		
	Тиск масла P , МПа, x_1	Відносна швидкість ріжучого елемента V_H , м/с, x_2	Швидкість руху агрегату V_M , км/год, x_3
+1	0,823	3,536	10,81
0	0,818	2,884	9,35
-1	0,813	2,232	7,89
Інтервали варіювання	0,050	0,652	1,46

4.2 Результати багатофакторного експерименту

Статистична обробка експериментальних даних багатофакторного експерименту здійснювалася в програмному середовищі Statistica 6.0.

Таблиця 4.2 – Результати багатофакторного експерименту

№	Рівні факторів			Y_1	Y_2	Y_3	Y
	x_1	x_2	x_3				
1	+1	+1	0	1,98	1,87	2,19	2,01
2	-1	-1	0	1,87	2,04	2,06	1,99
3	+1	-1	0	2,03	1,80	1,73	1,85
4	-1	+1	0	2,09	1,96	2,23	2,09
5	+1	0	-1	1,95	1,91	1,84	1,90
6	-1	0	-1	1,84	1,55	1,69	1,69
7	+1	0	-1	1,87	1,93	2,15	1,98
8	-1	0	+1	2,27	2,24	2,24	2,25
9	0	+1	+1	2,17	2,27	2,49	2,31
10	0	-1	-1	1,76	1,86	1,93	1,85
11	0	-1	-1	1,47	1,69	1,73	1,63
12	0	+1	+1	2,30	2,41	2,50	2,40
13	0	0	0	2,09	2,11	2,02	2,07
14	0	0	0	1,86	2,21	2,23	2,10
15	0	0	0	2,14	2,00	1,97	2,04
16	0	0	0	2,12	1,89	2,23	2,08

В результаті аналізу було отримано рівняння регресії в кодованому вигляді, яке описує залежність питомої витрати палива від швидкості агрегату, швидкості ножа та тиску мастила:

$$Y = 2,89 - 0,68x_1 - 0,18x_2 + 0,54x_3 + 0,4x_1^2 + 0,97x_2^2 + 0,75x_3^2 + 0,34x_1x_2 - 0,31x_1x_3 + 1,21x_2x_3 \quad (4.1)$$

Отримане рівняння справедливе для значень факторів, що знаходяться в межах прийнятих інтервалів варіювання. Як видно із рівняння, значний вплив на показник питомої витрати пального має швидкість руху агрегату.

Висновки

При перевірці адекватності рівняння (4.1) за критерієм Фішера, було встановлено, що його табличне значення $F_{\text{табл}} = 2,5$ більше розрахункового. Це підтверджує адекватність опису досліджуваного процесу різання за допомогою отриманого рівняння.

Подальший аналіз рівняння (4.1) дозволив визначити значення факторів ($P = 0,814$ МПа, $V_n = 2,9$ м/с, $V_m = 7,95$ км/год) при яких питома витрата палива буде набувати оптимального значення – $G = 2,73$ кг/га.

Отримані параметри експлуатації модернізованої косарки для реалізації процесу різання травостою повністю узгоджуються з результатами експериментальних досліджень.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЗАХИСТ В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

Робота із сегментно-пальцевим ріжучим апаратом вимагає дотримання безпечних практик і відповідних заходів безпеки. Ось основні вимоги до техніки безпеки при роботі з сегментно-пальцевим ріжучим апаратом:

Одяг і особистий захист: - завжди носити захисний одяг, який включає в себе окуляри або маску, вушні протектори, захисні рукавиці та захисне взуття.

Інструкції та навчання: - перед використанням апарату прочитайте інструкції виробника та отримайте необхідне навчання щодо коректної техніки роботи.

Перевірка апарату: - переконайтеся, що сегментно-пальцевий ріжучий апарат належно обслуговується та не має видимих дефектів перед початком роботи.

Безпечний монтаж і налаштування: - встановіть і нарешті апарат відповідно до інструкцій виробника, враховуючи правильність заточок та вибору інструментів.

Регулярне заточування та обслуговування: - підтримуйте інструмент у належному стані, регулярно заточуючи леза та проводячи технічне обслуговування.

Підготовка місця роботи: - перед роботою переконайтеся, що робоча область чиста, без об'єктів, які можна завадити або пошкодити апарат.

Робоча позиція: - стійте або сидіть у стійкій робочій позиції, щоб уникнути втрати рівноваги та травми.

Використання відповідних заходів безпеки при видаленні обрізаних частин: - використовуйте спеціальні інструменти або рукавички при видаленні обрізаних частин інструменту для запобігання пораненню.

Збереження інструкцій: - майте завжди при собі та дотримуйтеся інструкцій виробника для правильного використання апарату та дотримання правил безпеки.

Завжди будьте концентрованими: - під час роботи із сегментно-пальцевим ріжучим апаратом мають бути концентрованими та важливими, уникайте відволікань.

Ці вимоги повністю мінімізувати ризик травм і нещасних випадків при роботі з сегментно-пальцевим ріжучим апаратом. Слідкуйте за рекомендаціями виробника, щоб забезпечити безпеку під час роботи з цим обладнанням.

Захист від сторонніх осіб: - забезпечте відстань між вами та іншими людьми, які можуть бути в зоні роботи апарата. Запрошуйте та навчайте інші лише у випадку необхідності та з належною підготовкою.

План екстрених виходів: - майте план дій на випадок аварії чи травми, включаючи знання розташування першої допомоги та засобів виходу.

Планування та оцінка ризиків: - перед початком роботи плануйте процес, визначте можливості ризику та прийміть відповідні заходи для їх запобігання.

Використання обладнання та інструментів: - використовуйте тільки відповідні та підтвержені інструменти, а також аксесуари, які відповідають апарату.

Огляд перед роботою: - перед початком кожного робочого дня або завданням перевіряйте апарат на наявність пошкоджень та правильність роботи.

Захист від небезпеки ковзання: - робоча поверхня має бути чистою та сухою, щоб уникнути небезпеки ковзання під час роботи.

Зупинка та вимкнення: - вимикайте сегментно-пальцевий ріжучий апарат та відключайте його від живлення перед видаленням обрізаних деталей або проведенням обслуговування.

Екологічна відповідальність: - дотримуйтеся місцевих норм і правил щодо обробки та видалення обрізаних частин та інших відходів.

Постійне навчання: - регулярно оновлюйте свої знання щодо безпеки та підвищуйте кваліфікацію, особливо щодо нових методів та технологій.

Звітність та участь в інструкціях та нарадах з безпеки: - беріть участь в інструкціях з безпеки та нарадах із колегами для обміну досвідом та вирішення питань щодо безпеки.

Ці вимоги стосуються роботи із сегментно-пальцевим ріжучим апаратом та мають на меті забезпечити безпеку користувача та оточуючих. Є на професіоналізмі, завжди слід дотримуватися правил безпеки та інструкцій виробника, щоб уникнути травм і аварій.

Пожежна безпека: - використовуйте сегментно-пальцевий ріжучий апарат лише в безпечних місцях, де відсутня безпека пожежі або вибуху. Уникайте роботи в агрофонах з легкозаймистими матеріалами.

Високий рівень шуму: - використовуйте засоби захисту від шуму, як такі навушники або вушні протектори, останній сегментно-пальцевий ріжучий апарат може виділити великий рівень шуму.

Запит на допомогу: - маєте можливість швидко запитати допомогу у разі потреби та інформувати інших про своє місце розташування та стан безпеки.

Регулярна перевірка стану засобів захисту: - періодично перевіряйте стан свого особистого захисту, такого як рукавиці, захисні окуляри і маски, і замінійте їх при необхідності.

Заходи попередження: - проводьте заходи щодо запобігання доступу неповнолітніх або неавторизованих осіб до сегментно-пальцевого ріжучого апарату.

План дій при виникненні аварій: - розробіть план дій для негайної реакції в разі аварії чи травми. Повідомте іншим про ваш пошук та знання про безпеку. Ці додаткові вимоги та рекомендації спрямовані на забезпечення максимальної безпеки при роботі з сегментно-пальцевим ріжучим апаратом. Пам'ятайте, що безпека завжди на першому місці, і дотримання цих правил допоможе уникнути травм та аварій.

Обережність під час зміни інструментів: - при заміні або налаштуванні інструментів вимикайте апарат та впевніться, що леза не рухаються перед тим, як торкнутися їх.

Зберігання інструментів: - правильно зберігайте інструменти, щоб уникнути травм або пошкоджень від гострих кромок.

При роботі з сегментно-пальцевим ріжучим апаратом, який генерує пил, використовуйте пилозбірник та захистіть дихальні шляхи, щоб уникнути інгаляції пилу. Добре розумійте матеріали, з якими ви працюєте, і використовуйте правильні інструменти та налаштування для кожного матеріалу. Плануйте перерви для відпочинку та відновлення сил.

Використовуйте сегментно-пальцевий ріжучий апарат тільки для тих завдань, для яких він призначений, і не робіть власних модифікацій, які можуть призвести до небезпеки. Суворо дотримуйтеся інструкцій виробника, включаючи поради щодо встановлення, роботи та технічного обслуговування. Слідкуйте за новинами та оновленнями в галузі техніки безпеки, і завжди старайтеся покращити методи та заходи безпеки. У разі потреби залучайте професіоналів для обслуговування та ремонту сегментно-пальцевого ріжучого апарату, якщо ви не маєте відповідних навичок і знань.

Якщо ви втомилися, не відчуваєте себе належним чи умови для роботи стали небезпечними, призупиніть роботу та відпочиньте до відновлення сил та покращення умов.

Зберігайте записи та документацію про техніку безпеки, обслуговування та інші важливі аспекти роботи з апаратом. Ці вимоги і рекомендації мають на меті підвищити рівень безпеки при роботі з сегментно-пальцевим ріжучим апаратом. Безпека завжди є пріоритетом, і дотримання цих правил допоможе уникнути травм та аварій при роботі з цим обладнанням.

Рекомендується пройти спеціалізований навчальний курс з використанням сегментно-пальцевого ріжучого апарату для кваліфікаційної підготовки та отримання навичок з техніки безпеки.

Додайте до своїх внутрішніх правил безпеки деталізовані інструкції та процедури для конкретних завдань і умов роботи із сегментно-пальцевим ріжучим апаратом. Будьте свідомі впливу своєї роботи на навколишнє середовище та приймайте заходи для зменшення негативного впливу.

Висновки

Уникайте використання сегментно-пальцевого ріжучого апарату з високою швидкістю, яка може призвести до втрати контролю над ним. Регулярно оновлюйте свої знання та навички з техніки безпеки та відслідковуйте нові стандарти та рекомендації безпеки. Ці додаткові вимоги та рекомендації повністю вам створять безпечні умови для роботи із сегментно-пальцевим ріжучим апаратом та забезпечать максимальний рівень безпеки для себе та оточуючих. Безпека завжди є важливою, і дотримання цих правил допоможе уникнути травм та аварій.

6 ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

Визначимо продуктивність роботи базового та нового агрегатів. Для чого за типовими методиками визначимо коефіцієнти використання часу зміни табл. 6.1.

Таблиця 6.1 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності

Показник	Базовий варіант	Новий варіант
$T_{см}, \text{ГОД}$	8	8
$T_{то}, \text{ГОД}$	0,50	0,55
$T_{н}, \text{ГОД}$	0,40	0,40
$T_{х}, \text{ГОД}$	0,45	0,30
$T_{о}, \text{ГОД}$	2	2
$\tau, \text{ГОД}$	0,70	0,71

Визначимо продуктивність косарки при поступальній швидкості МА, що відповідає оптимальному режиму роботи:

$$W_{\tau 1} = 12,00 \cdot 2,1 \cdot 0,70 = 1,78 \text{ га / год}; \quad (6.1)$$

$$W_{\tau 2} = 12,00 \cdot 2,1 \cdot 0,71 = 1,79 \text{ га / год}. \quad (6.2)$$

Далі визначимо амортизаційні відрахування на експлуатацію кормозбирального агрегату (Z_A). Враховуючи, що базова конструкція косарки КС-2,1 має балансову вартість 17,0 тис. грн (Б), а її модернізація передбачає демонтаж штатного шатуну з можливістю його подальшого використання в якості запчастини та устаткування гідроприводу, балансова вартість косарки з гідроприводом буде становити 22,0 тис. грн.

Тоді:

$$Z_б = 0,01 \cdot (17000 \cdot 20 / 820 \cdot 1,78) = 2,33 \text{ грн/га} \quad (6.3)$$

$$Z_н = 0,01 \cdot (22000 \cdot 20 / 820 \cdot 1,79) = 3,0 \text{ грн/га} \quad (6.4)$$

Витрати на технічне обслуговування і поточний ремонт модернізованої косарки ($Z_{то}$) складуть:

$$Z_6 = 0,01 \cdot (17000 \cdot 14 / 820 \cdot 1,78) = 1,63 \text{ грн/га} \quad (6.5)$$

$$Z_H = 0,01 \cdot (22000 \cdot 14 / 820 \cdot 1,79) = 2,09 \text{ грн/га} \quad (6.6)$$

Питомі витрати на оплату праці (Z_0)

$$Z_0 = 30 \cdot 1 / 1,78 = 16,85 \text{ грн/га} \quad (6.7)$$

$$Z_H = 30 \cdot 1 / 1,79 = 16,76 \text{ грн/га} \quad (6.8)$$

Питомі витрати на ПММ ($Z_{\text{ПММ}}$)

$$Z_6 = 24,3 \cdot 0,266 \cdot 0,7 \cdot 28 / 1,78 = 71,2 \text{ грн/га} \quad (6.9)$$

$$Z_H = 12,5 \cdot 0,224 \cdot 0,71 \cdot 28 / 1,79 = 32,4 \text{ грн/га} \quad (6.10)$$

Питомі капіталовкладення (K)

$$K_6 = 17000 / 820 \cdot 1,78 = 11,64 \text{ грн/га} \quad (6.11)$$

$$K_H = 22000 / 820 \cdot 1,79 = 14,9 \text{ грн/га} \quad (6.12)$$

Результати розрахунку експлуатаційних витрат, нормативного прибутку та економічного ефекту при впровадженні запропонованої косарки відображені в табл. 6.2.

Таблиця 6.2 – Результати техніко-економічної оцінки

Показник	Варіант	
	Базовий	Проектний
Витрати на амортизацію (Z_a), грн/га	2,33	3,0
Витрати на обслуговування ($Z_{то}$), грн/га	1,63	2,09
Витрати на оплату праці (Z_0), грн/га	16,85	16,76
Витрати на паливо-мастильні матеріали ($Z_{\text{ПММ}}$), грн/га	71,2	32,4
Загальні експлуатаційні витрати $Z_{\text{експ.}}$, грн/га	92,01	54,25

Питомі капіталовкладення К, грн/га	11,64	14,9
Нормативний прибуток Нп, грн/га	2,33	2,98
Приведені витрати З, грн/га	94,34	57,23
Річний економічний ефект Е, грн	25 977	-
Термін окупності Т, рік	0,2	

Висновки

Використання однієї модернізованої косарки для заготівлі кормів (річний об'єм 700 га) дозволить отримати економічний ефект у розмірі 25 977 грн. при терміні окупності капітальних вкладень менше 0,2 року.

ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

1. В результаті аналізу енерговитрат сільськогосподарського агрегату на базі сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 та трактора класу 1,4 при скошуванні трав було встановлено, що перспективним шляхом зниження питомих енерговитрат є збільшення швидкості різання на часткових режимах роботи двигуна енергетичного засобу.

2. Запропоновано спосіб та конструкцію приводу ножа сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 з приростом довжини гідро-шатуна за рахунок використання гідродинамічних сил при різкому перериванні руху потоку робочої рідини в замкнутому контурі, що дозволяє збільшити швидкість різання та знизити питомі енерговитрати при зниженні частоти обертання приводу.

3. Розроблено математичну модель кривошипно-шатунного механізму з періодично змінною довжиною шатуна сегментно-пальцевого ріжучого апарату з урахуванням співвідношення довжин кривошипа і шатуна, та приросту довжини шатуна. Модель дозволяє прогнозувати швидкість, прискорення і зусилля ножа в залежності від кутової швидкості приводного валу та фази збільшення довжини шатуна.

4. Отримано експериментальні залежності швидкості руху ножа сегментно-пальцевої косарки з приростом довжини шатуна на основних характерних частотах обертання ВВП. Обґрунтовано раціональні режимні параметри роботи модернізованого ріжучого апарату: тиск в гідросистемі $P = 0,814$ МПа; амплітуда вильоту штока $l_0 = 0,015$ м; швидкість ножа $V_n = 2,9$ м/с; швидкість руху $V_m = 7,95$ км/год; частота обертів двигуна $n = 1300 \dots 1400$ хв⁻¹, при значеннях питомої витрати палива $G = 2,73$ кг/га, продуктивності 1,78 га/год та при умові дотримання агротехнічних вимог до якості виконання технологічної операції скошування багаторічних трав. Експериментальні залежності швидкості руху ножа сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 узгоджуються з теоретичними, отриманими на моделі в межах 8%.

5. Впровадження одного сільськогосподарського агрегату в складі модернізованої косарки КС-2,1 та енергетичного засобу тягового класу 1,4 для скошування багаторічних трав дозволить отримати економічний ефект 25 977 грн/рік при терміні окупності капітальних вкладень – 0,2 року.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Frolov V.Yu., Sysoev D.P., Tumanova M.I. Improvement of the livestock production efficiency. British Journal of Innovation in Science and Technology. 2016. № 1. P. 25-34
2. Исследование влияния параметров измельчающего аппарата на энергоёмкость процесса резания. Motrol: Motorization and power industry in agriculture. 2016. Vol. 18, № 3. P. 87-97
3. Агулов І. І., Вознюк Л. Ф., Левчій О. В. Довідник по технічному обслуговуванню сільськогосподарських машин. - Київ : Урожай, 1989. 252 с.
4. 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.
5. 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.
6. Войтюк Д. Г., Яцун С. С., Довжик М. Я. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: навч. посіб. Суми : Унів. кн., 2008. 543 с.
7. Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г., Павх І. І. Машини сільськогосподарського виробництва: навч. посіб. для студ. вузів. Тернопіль : Терноп. акад. нар. госпва., 2002. 251 с.
8. 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.
9. Вірник М.М., Солоня О.В. Алгоритми кінематичного і силового аналізу важільних механізмів з гідроприводом. Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. Серія: Технічні науки. 2010.

№4. С. 24-29.

10. 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.

11. Грицун А.В., Бабин І.А., Грицун О.А. Деякі результати досліджень мобільного подрібнювача-роздавача стеблових кормів. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2015. №3. С. 17-20.

12. Грицун А.В., Бабин І.А., Грицун О.А. Дослідження впливу кута встановлення робочої грані молотка на зусилля руйнування стеблових матеріалів. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2015. №1. С. 29-32.

13. 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.

14. Гунько І.В., Коваль Л.Г. Енергоощадні безконтактні методи діагностування показників технічного стану мобільної сільськогосподарської техніки. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. №3. С. 89-93.

15. Кравець С.М., Служалюк М.О. Гідравлічні приводи в системах подрібнення деревини. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. №3. С. 70-76.

16. Кузьменко В.Ф. Обґрунтування параметрів пристрою для доподрібнення зерна при заготівлі кукурудзяного силосу. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. 3. С.28-36

17. ДСТУ 46.012-2000. Техніка сільськогосподарська. Методи економічної оцінки техніки. [Чинний від 2001.02.01]. - К. : Мінагрополітики України, 2000. – III, 18 с. – (Галузевий стандарт України).

18. Дудак С.М., Грицака О.М., А.В. Спирін Кінетика процесу вимолоту зерна зернозбиральними комбайнами. Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: Технічні науки. 2015. №1, Т.1. С. 53-56.

19. Златопольський Ф.Й. Розрахунок важільних і кулачкових механізмів за допомогою ЕОМ. - Кіровоград : КОД, 2000. 147 с.

20. Іванов М.І. Удосконалення конструкції механізму регулювання подачі насосів типу PVC 1. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Збірник наукових праць. 2017. №21. С. 370-377.
21. Іванов М.І., Руткевич В.С., Закревський В.П. Апроксимація витратної характеристики золотникового розподільника LS-регуляторів. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. №2. С. 44-48.
22. Шаргородський С.А. Експериментальний стенд для дослідження системи гідравлічних приводів блочно-порційного відокремлювача консервованого корму. Промислова гідравліка і пневматика. 2016. №1. С. 77-84.
23. Іскович-Лотоцький Р.Д. Оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу з використанням системного підходу. Техніка енергетика транспорт АПК. 2017. №2. С. 109-114
24. Калетнік Г.М., Булгаков В.М., Черниш О.М., Кравченко І.Є., Солоня О.В., Цуркан О.В. Технічна механіка. Підручник. Київ : «Хай-Тек-Прес», 2011. 340 с.
25. 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.
26. Кінницький Я.Т., Харжевський В. О., Марченко М. В. Теорія механізмів і машин в системі MathCAD : навчальний посібник. Хмельницький: РВЦ ХНУ, 2014. 324 с.
27. Ковбаса В.П., Солоня О.В., Спірін 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.
28. Спирин А.В., Цуркан О.В. О взаимодействии деформируемой лентозажимного транспортера со стеблем. Сільськогосподарські машини: Зб.наук.ст. 2017. Вип. 37. С. 38- 47

29. Котов Б.І. Моделювання та ідентифікація процесу сепарації дрібного вороху вібраційно-повітряними очистками зернозбирального комбайну. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. №1. С. 26-29.
30. Купчук І.М. Компромісна оптимізація режимних параметрів процесу подрібнення зернової сировини при виробництві етилового спирту. Вібрації в техніці та технологіях. 2017. №4. С. 91-100.
31. Купчук І.М. Перспективи розвитку конструктивних схем вібраційних приводів транспортних і технологічних машин АПК. Вібрації в техніці та технологіях. 2018. №3. С. 44-52.
32. Ланець О.С., Боровець В.М., Деревенько І.А. Визначення потужності приводів вібраційних машин з силовим та кінематичним збуренням. Вібрації в техніці та технологіях. 2018. №3. С. 53-61.
33. 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.
34. Малаков О.І., Бурлака С.А. Зниження навантаження елементів конструкції моста керованих коліс самохідної косарки шляхом раціональної установки гідроциліндрів. Вісник Хмельницького національного університету. 2018. № 4. С.56-61.
35. Нанка А. В. К моделированию процесса резания упругого материала острым лезвием. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. 2019. Вип. 201. С. 114-123.
36. Павленко В.С., Паламарчук І.П., Цуркан О.В., Полевода Ю.А. З'єднання в машинобудуванні : навч. посібник. Вінниця: ПП «ТД Едельвейс і К», 2015. 110 с.
37. Павленко В.С., Цуркан О.В., Кравченко І.Є., Любін М.В. Пасові передачі. Теорія, розрахунки, конструювання : навчальний посібник. Київ : «Хай-Тек Прес», 2011. 140 с.
38. Резник Н. Е. Взаимодействие лезвия с материалом в процессе его резания и износ лезвия. Повышение износостойкости и долговечности

режущих элементов сельскохозяйственных машин. 1967. №2. С. 5-17.

39. Рудницький Б.О., Антонів С.Ф., Запрута О.А. Особливості технології вирощування насіння нових та перспективних сортів бобових трав в умовах Лісостепу України. Сільське господарство та лісівництво. 2017. Вип. №7, Т. 2. С. 70-76.

40. Руткевич В.С. Адаптивний гідравлічний привод блочно-порційного відокремлювача консервованого корму. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. №4. С. 108-113.

41. Спірін А.В., Котов Б.І., Зозуляк О.В. Моделювання та ідентифікація процесу сепарації дрібного вороху вібраційно-повітряними очистками зернозбирального комбайну. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. №4. С. 42-45.

42. Твердохліб І.В. Дослідження процесу витирання насіннєвого вороху люцерни. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2017. №4. С. 77-83.

43. Технологічні карти та витрати на вирощування сільськогосподарських культур / За ред. П.Т. Саблука. – К.: ННЦ ІАЕ, 2005. – 402 с.

44. Типові норми виробітку і витрачання палива на механізовані польові роботи. – К.: Урожай, 1991. – 472 с.

45. Типові норми виробітку і витрачання палива на тракторно-транспортні роботи у сільському господарстві. – К.: Урожай, 1987. – 416 с.

46. Говорун А. Г. Транспрт і навколишнє середовище / А. Г. Говорун, В. Ф. Скорченко, М. М. Худолій. – К. : Урожай, 1992. – 144 с.

47. Хоменко М.С. Механизация противоэрозионной обработки почвы / М.С. Хоменко, Н.Н. Нагорный, В.А. Зыряков. – К.: Урожай, 1985. – 100 с.

ДОДАТКИ