

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет інженерії та енергетики

Кафедра машиновикористання та сервісу технологічних систем

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

СТОРЧАК ВАДИМ ІВАНОВИЧ

УДК 631.352

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ
СЕГМЕНТНОЇ КОСАРКИ**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр

кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ В.І. Сторчак

Керівник роботи

Міненко С.В.

к.т.н., доцент

Житомир – 2021

АНОТАЦІЯ

Сторчак Вадим Іванович. Підвищення енергоефективності сегментної косарки. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 – Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2021.

В магістерській роботі запропоновано спосіб і схемне рішення приводу ножа сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 з збільшенням довжини гідророзсувного шатуна за рахунок використання гідродинамічних сил при різкому перериванні руху потоку масла в замкнутому контурі, що дозволяє збільшити швидкість різання і знизити питомі енерговитрати більше за зниження частоти обертання приводу на 50 % і навіть обмежити інерційні складові зусиль за допомогою використання податливості повітря в гідророздвижному шатуні.

Розроблено пристрій для створення коливань тиску в замкнутому гідравлічному контурі у вигляді одноклапанного ударного вузла, що наводиться від приводного шківка косарки, конструкція якого дозволяє здійснювати його синхронізацію з періодом роботи ножа в широкому діапазоні кутів повороту приводного шківка.

Отримано експериментальні залежності швидкості руху ножа сегментно-пальцевої косарки із збільшенням довжини шатуна на основних характерних частотах обертання ВВП. Встановлено, що збільшення швидкості руху ножа залежить тільки від параметрів гідродинамічного контуру. Експериментальні залежності швидкості руху ножа сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 узгоджуються з відомими теоретичними в межах 8%.

Ключові слова: гідропривід, косарка, шатун, різання, енергоефективність.

ANNOTATION

Storchak Vadym Ivanovych. Improving the energy efficiency of a segment mower. – *Qualification work on the rights of the manuscript.*

Qualifying work for a master's degree in specialty 208 – Agricultural Engineering. – Polissya National University, Zhytomyr, 2021.

The master's thesis proposes a method and circuit solution for the drive of the segmental-finger mower KC-2,1 with increasing the length of the sliding rod due to the use of hydrodynamic forces during abrupt interruption of oil flow in a closed loop, which increases cutting speed and reduces specific energy consumption. reducing the speed of the drive by 50% and even limit the inertial components of the force by using the flexibility of the air in the sliding connecting rod.

A device for creating pressure fluctuations in a closed hydraulic circuit in the form of a single-valve impact unit driven from the drive pulley of the mower, the design of which allows its synchronization with the period of operation of the knife in a wide range of angles of rotation of the drive pulley.

Experimental dependences of the speed of the segment-finger mower blade with increasing the length of the connecting rod on the main characteristic speeds of GDP are obtained. It is established that the increase in the speed of the knife depends only on the parameters of the hydrodynamic circuit. The experimental dependences of the speed of the knife of the segment-finger mower KC-2,1 are consistent with the known theoretical 8%.

Key words: hydraulic drive, mower, connecting rod, cutting, energy efficiency.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ І ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ.....	9
РОЗДІЛ 2. ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	19
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	30
ВИСНОВКИ.....	35
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	36

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Відповідно до сучасних тенденцій енергоефективності розвиток ріжучих апаратів сегментно-пальцевих косарок йде шляхом зниження питомих енерговитрат, що у свою чергу вимагає створення оптимальних режимів при підвищенні швидкості різання. Однак збільшення швидкості різання при незмінних параметрах приводу ножа сегментно-пальцевої косарки вимагає підтримки більш високих оборотів двигуна мобільного енергетичного засобу (МЕЗ), що збільшує питомі енерговитрати на одиницю площі в 1,3 рази і більше.

Підтримувати раціональну швидкість різання сегментно-пальцевої косарки незалежно від оборотів ДВЗ можна з використанням незалежного електроприводу. Однак для живлення електроприводу косарки МЕЗ має бути обладнане електричним джерелом потужністю не менше ніж 5 кВт.

Іншим методом збільшення швидкості ножа сегментно-пальцевої косарки в широкому діапазоні частоти обертання валу відбору потужності (ВВП) є періодична зміна довжини шатуна гідророзсувного (ГРШ) за рахунок генерування коливань масла в замкнутому контурі в певній зоні періоду руху ножа. При накладанні коливань до ГРШ сегментно-пальцевої косарки можна домогтися додаткового збільшення швидкості ножа на необхідному проміжку періоду його руху. Це можна досягти при створенні імпульсного режиму руху оливи в замкнутому контурі, який створюється за рахунок переривання потоку оливи за допомогою ударного вузла синхронізованого з періодом ножа косарки. Використання імпульсного режиму в гідродинамічних підйомних пристроях виявило їх значний потенціал у частині генерування імпульсів тиску. Таким чином, дослідження присвячене генеруванню коливань тиску в замкнутому гідравлічному контурі для забезпечення необхідного збільшення довжини ГРШ, а отже і швидкості ножа сегментно-пальцевої косарки є актуальним і практично значимим.

Мета і задачі дослідження. Проведений аналіз стану питання дозволив визначити наукову проблему дослідження, **метою** якої є підвищення енергоефективності сегментно-пальцевої косарки при скошуванні трав на основі збільшення швидкості різання за рахунок періодичної зміни довжини гідророзсувного шатуна при генеруванні коливань тиску оливи в замкнутому контурі. .

Для досягнення цієї мети поставлено наступні **завдання**:

— провести аналіз енерговитрат на привід ножа сегментно-пальцевої косарки при різанні трав в залежності від опорів косарки, МЕС при забезпеченні якості різання;

– запропонувати спосіб та схемне рішення для збільшення швидкості переміщення ножа сегментно-пальцевої косарки з періодичною зміною довжини шатуна, що дозволяє знизити питомі енерговитрати на привід;

– розробити пристрій для створення коливань тиску в замкнутому гідравлічному контурі, що забезпечує необхідне збільшення довжини гідророзсувного шатуна;

– провести експлуатаційні випробування сільськогосподарського агрегату для косіння трав на базі сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 та трактора класу 1,4 з довжиною гідророзсувного шатуна, що періодично змінюється, обґрунтувати раціональні режими роботи та оцінити їх енерговитрати.

Об'єкт дослідження: сегментно-пальцева косарка зі зміною довжиною шатуна у складі СГА на базі МЕЗ класу 1,4.

Предмет дослідження: енергоефективні режими роботи СГА з сегментно-пальцевою косаркою при різанні трав зі зміною довжиною гідророзсувного шатуна під дією коливань тиску оливи в замкнутому контурі.

Методи дослідження. Експериментальні дослідження виконані за загальними та приватними методиками з використанням сучасного науково-дослідного обладнання та засобів вимірювань, які є в наявності на кафедрі «Машиновикористання та сервісу технологічних систем» Поліського

національного університету. Обробка результатів досліджень проведена з використанням методів теорії ймовірності та математичної статистики. Фізичне моделювання включає проведення дослідження сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 з гідродинамічним збільшенням довжини гідророзсувного шатуна з використанням плати ЦАП/АЦП PCI-6009 виробництва National Instruments. У роботі застосовувалися сучасні пакети прикладних програм Statistica 8.0 і Компас 3D.

Перелік публікацій за темою роботи:

1. Міненко С. **Сторчак В.І.** Опис схеми експериментальної установки сегментно-пальцевої косарки зі змінною довжиною шатуна. Матеріали XIII Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». Кропивницький: ЦНТУ. 2021. С. 27-28.

2. Міненко С.В., **Сторчак В.І.** Різання сільськогосподарських культур в процесі скошування. Збірник тез доповідей XXII Міжнародної наукової конференції "*Сучасні проблеми землеробської механіки*". 16–18 жовтня 2021 року. МОН України, Національний університет біоресурсів і природокористування України, Відокремлений підрозділ Національного університету біоресурсів і природокористування України «Ніжинський агротехнічний інститут». Київ. Ніжин. 2021. С. 28-30.

3. Міненко С.В., **Сторчак В.І.** Аналіз шляхів підвищення потенціалу енергоефективності приводів косарок. Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «*Техніка та технології в агропромисловому виробництві*» (присвячена 55-й річниці заснування інженерно-технологічного факультету Полтавського державного аграрного університету) 07-08 жовтня 2021 року. Полтава. 2021. С. 111-113.

Практичне значення одержаних результатів. Розроблена конструкція гідророзсувного шатуна з повітряною пружною ланкою та ударного вузла для створення коливань тиску в замкнутому гідравлічному контурі.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 14 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 37 сторінок комп'ютерного тексту, містить 21 рисунок.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ І ПОСТАНОВКА ЗАВДАНЬ

При заготівлі кормів найважливішою операцією є косіння сільськогосподарських культур. В даний час застосовується велика кількість сегментних і ротаційних косарок. Завдяки високій продуктивності ротаційні косарки набули широкого поширення, однак для їх роботи необхідно більше енергії, ніж для сегментно-пальцевих косарок, крім того, якість зрізу стебел значно нижче.

Для зниження можливості вигину стебел, в ріжучих апаратах з підпірним 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 і низькі енерговитрати в порівнянні з апаратами безпідпірного різання.

Крім того, сегментно-пальцеві ріжучі апарати використовуються як в сухій, так і частково підтопленій місцевості.

Ріжучі апарати сегментно-пальцевого типу, крім косарок, застосовуються також в конструкціях жаток комбайнів. Наявність руйнівного впливу на хлібну масу ріжучими елементами ротаційних ріжучих апаратів не дозволяє використовувати їх для збирання зернових культур, так як це призводить до підвищення втрат врожаю зерна.

Теоретичні основи механізму різання лезом ножа були запропоновані в роботах академіка В. П. Горячкина. Він визначив, що при переміщенні леза ножа перпендикулярно до його полотна сила, яку необхідно застосувати для зрізання стебел, буде максимальною.

Для зменшення сили, необхідної для зрізання рослин, крім нормального руху леза ножа, необхідно також забезпечити його поздовжнє переміщення щодо нормального, тобто уздовж довжини матеріалу.

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

$$\varepsilon = \frac{V^T}{V^N} = \operatorname{tg} \tau \quad (1.1)$$

де τ – кут ковзання.

Таким чином, були визначені різновиди різання, які визначаються наступними умовами:

- нормальне різання: $V^T = 0$; $\tau = 0$; $\varepsilon = 0$;
- ковзне різання: $V^T > 0$; $\tau > 0$; $\varepsilon > 0$.

В. А. Желіговський продовжив розвивати положення теорії різання леза Горячкіна і на підставі експериментальних досліджень встановив, що ковзання леза по матеріалу буде відсутнє до досягнення певного значення нормальної і дотичної сили, а напрямок дії рівнодіючої сили збігається з напрямком переміщення. Таким чином, коли при тиску N , що досяг деякого значення, і прикладеної дотичної сили T їх рівнодіюча сила R буде дорівнює опору розрізаного матеріалу K і відбудеться його різання (рис. 1.1, 1.2).

$$R = \sqrt{N^2 + T^2} = K \quad (1.2)$$

де K – тимчасовий опір матеріалу, що розрізається.

З виразу (2) видно, що для зменшення сили N потрібно збільшити силу T .

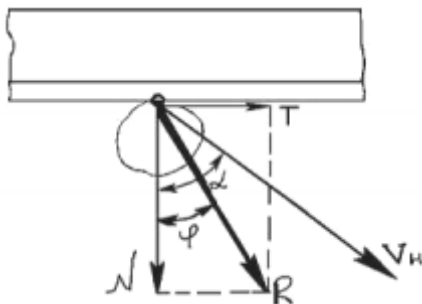


Рис. 1.1. Визначення умови

різання

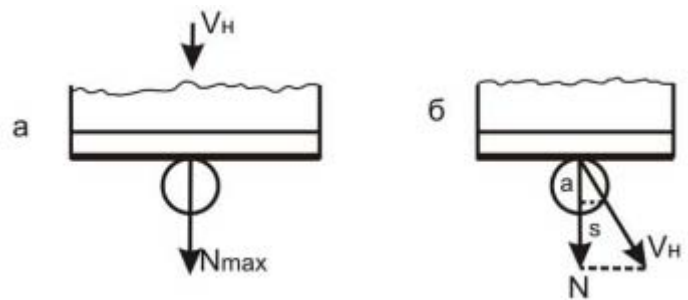


Рис. 1.2. Різання стебла ножем

При переміщенні леза за матеріалом на деяку величину a і досягненні силою N певного значення величина дотичної сили T може бути знижена, але

при цьому буде здійснюватися процес різання. В даному випадку напрямок рівнодіючої сили R дещо відхилиться від нормального переміщення, що призведе до ковзання леза по матеріалу, але не обов'язково подовжнього. На підставі даних висновків В. А. Желіговський вніс поправки в поняття коефіцієнта ковзання. Якщо виконується умова $\alpha > \varphi$, то відношення (1) позначається коефіцієнтом подовжнього переміщення. При виконанні умови $\alpha < \varphi$, тобто коли кут α менше кута тертя φ , ковзання леза по матеріалу не відбувається.

Таким чином, в своїх роботах В. А. Желіговський розрізняє всього три різновиди процесу різання: нормальне, коли $\alpha = \varphi = 0$, з подовжнім переміщенням, коли $\alpha = \varphi > 0$, і ковзаюче, яке відповідає нерівності $\alpha > \varphi$.

Вплив кута ковзання τ на енерговитрати в процесі різання досить глибоко в своїх роботах досліджував Н. Є. Резнік. Найбільш важливим показником для опису енергетичної оцінки процесу різання рослин, що характеризує його енергоємність, є питома робота різання A_{num} . Даний показник являє собою відношення сумарної роботи різання A до площі перерізу шару різання F :

$$F_{num} = \frac{A}{F} \quad (1.3)$$

де A – сумарна робота різання, Н×м; F – площа перетину шару, що перерізається, см².

Кут ковзання ножів ріжучого апарату τ має великий вплив на вибір його схеми. Величина питомої роботи A при рубаючій дії леза ножа (тобто при $\tau = 0$), з точки зору В. А. Желіговського, буде найменшою. Як показали дослідження, величина питомої роботи зростає більш інтенсивно при $\tau = 70...75^\circ$.

В результаті досліджень, проведених Н. Є. Резніком, про вплив кута ковзання τ на енерговитрати в процесі різання, вираз для визначення критичного зусилля різання, тобто закінчення стиснення маси трави ножом і початок його впровадження, прийняло вигляд:

$$P_{кр} = \delta \sigma_p + \frac{E h_{CT}}{2h} [tg\beta + flim^2\beta + M(f \cos^2\beta)], \quad (1.4)$$

де δ – товщина леза, см; σ_p – руйнівне контактне напруження, МПа; E – модуль пружності матеріалу, МПа; $h_{ст}$ – величина заглиблення леза в шар матеріалу, при якій настає критичне контактне напруження, см; h – товщина шару матеріалу, см; β – кут загострення леза; f – коефіцієнт тертя між матеріалом і гранями ножа; M – коефіцієнт Пуассона.

При проникненні леза ножа в тіло матеріалу на величину $h_{ст}$ і здійсненні ножом тільки дотично направленої руху відповідно до виразу (1) отримуємо що руйнуюче контактне напруження відсутнє.

Розглянемо два крайніх випадки для питомої роботи різання A_{num} . При здійсненні роботи коли відсутнє різання питома робота $A_{num} = \infty$, і інший варіант – коли відбувається рубаюче різання, тоді питома робота матиме фіксоване значення при незмінних факторах з виразу (3).

Н. Е. Резнік наводить результати дослідження на діаграмах різання шарів рослинної маси різної товщини (від 25 до 120 мм). В результаті автор виділяє дві основні роботи: робота, що витрачається на попереднє стиснення шару маси і робота, що здійснює різання шару маси.

Огляд і аналіз проблеми підвищення енергоефективності косарок, в тому числі і з сегментно-пальцевим ріжучим апаратом, дозволяє визначити не тільки шляхи зниження енерговитрат, але і зробити оцінку величини потенціалу (рис. 1). Потенціал зниження енерговитрат, наведений на рис. 1, відповідає сучасному рівню розвитку техніки кормовиробництва.

На сьогоднішній день чітко проглядаються три групи шляхів зниження енерговитрат в сільськогосподарських агрегатах (СГА) для скошування трав. Перша група, що володіє невеликим потенціалом, пов'язана з узгодженням швидкісних режимів мобільних енергозасобів (МЕЗ) та косарки. Одним з найбільш перспективних шляхів є перехід на часткові режими двигуна МЕЗ. Залежно від тягового класу МЕЗ співвідношення потужностей може перевищувати більш ніж 5:1.



Рис. 1.3. Потенціал зниження енергозатрат

Зокрема, для МЕЗ класу 1,4 та косарки з сегментно-пальцевим ріжучим апаратом це співвідношення досягає 10:1. Отже, при переході на часткові режими з співвідношенням потужності МЕЗ та косарки 5:1 потенціал становить 100%. Наступним перспективним напрямком зниження енерговитрат СГА для скошування трав є використання електроприводу і гідроприводу, їх потенціал оцінюється на рівні 50%.

Такий потенціал забезпечується за рахунок узгодження швидкісних режимів.

В даному випадку динамічна система СГА виходить з більш глибоким регулюванням швидкості, проте при подальшому зниженні частоти обертання валу ДВЗ істотно зростають втрати, як в електроприводі так і в гідроприводі. Найменше схильний до зазначених вище проблем комбінований привід. Найбільший практичний інтерес з комбінованих приводів представляє гідромеханічний при якому енергія гідравлічного потоку складається з механічною енергією. Оскільки механічна енергія традиційного кривошипно-шатунного приводу в періоді розподіляється не рівномірно, то гідравлічна добавка енергії повинна бути строго зафіксована по куту повороту кривошипа. В іншому випадку можливе збільшення інерційних сил в приводі.

Істотний вплив на величину енерговитрат здійснюють механічні втрати в ріжучому апараті, їх частка за окремими позиціями може досягати до 30%. Так при зменшенні швидкісного порогу різання, наприклад, для трав (2,15 м/с) і

погіршення якості ріжучих поверхонь для сегментно-пальцевих апаратів можливо защемлення ножа. Зі збільшенням зазору між поверхнями сегментів і протиріжучими пластинами так само можливо защемлення ножа. Знизити втрати енергії від защемлення ножа можна при зменшенні зазору, однак в цьому випадку збільшуються втрати на тертя. До відомих способів зниження величини втрат енергії від тертя відноситься використання антифрикційних матеріалів, але в ріжучих апаратах вони використовуються вкрай рідко. Це пов'язано зі значним подорожчанням конструкції.

Разом з тим використання антифрикційних покриттів може дати до 20% зниження енерговитрат. Значний потенціал зниження енерговитрат криється в безпідпорному різанні. Якщо їх розглядати з точки зору рівності кінетичних енергій руху трав'янистої маси і ножа, то в цьому напрямку може бути значний потенціал. Зокрема, на безпідпорне різання конюшини середнього травостою при швидкостях до 3 м/с, за нашими оцінками, необхідно тільки 300 Дж/м². Нижня межа для безпідпорного різання, встановлена академіком В. П. Горячкіним, становить 1500 Дж/м².

У третій групі шляхів зниження енерговитрат при скошуванні трав найбільший інтерес для дослідників представляють нові типи приводів («Шумахера», плоский кулачковий механізм і ін.) У яких частка реактивної енергії менше, ніж в кривошипно-шатунного механізму.

Потенціал даного напрямку можна оцінити в розмірі 30% по зниженню величини інерційної складової потужності.

Таким чином, одним з перспективних напрямків модернізації існуючих приводів косарок з сегментно-пальцевими ріжучими апаратами, з точки зору реалізації потенціалу зниження енерговитрат і поліпшення якості зрізу, є перехід на часткові режими двигуна МЕЗ. Однак, він вимагає значного збільшення швидкості руху ножа косарки. Успішно вирішити це завдання можна шляхом застосування гідромеханічного приводу.

Висновки за розділом 1

1. Аналіз проблеми підвищення енергетичної ефективності СГА з сегментно-пальцевими косарками показав, що вони заслужено користуються попитом у фермерських господарствах при скошуванні різних природних та сіяних трав завдяки їх відносно невисокій вартості та досить високим технологічним параметрам. Крім того, вони успішно агрегуються з МЕМ класу 1,4, які становлять основну частку у фермерських господарствах. Водночас у процесі експлуатації при об'їзді перешкод та поворотах, на знижених швидкостях частково страждає якість зрізу через незабезпечення мінімальної швидкості різання. Аналіз робіт з енергооцінки МЕМ класу 1,4 та сегментно-пальцевих косарок типу КС-2,1 виявив їх потенціал зниження енергетичних витрат з 22,5 кВт до 12 кВт, тобто майже вдвічі.

2. Реалізація потенціалу зниження енерговитрат СГА на базі сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 та МЕС класу 1,4 можлива з застосуванням незалежного електроприводу ножа. У цьому випадку привод ножа сегментно-пальцевої косарки здійснюється від асинхронного електродвигуна потужністю 2,5 кВт, який управляється від перетворювача частоти в залежності від швидкості руху агрегату.

Джерелом електричної енергії служить асинхронний генератор потужністю щонайменше 5 кВА. Такий привід забезпечує високі технологічні та енергетичні показники сегментно-пальцевих косарок.

Дані розробки знаходяться на рівні дослідного зразка та серійно не виробляються. Іншим альтернативним варіантом незалежного приводу є гідропривід, який також забезпечує високу технологічну якість зрізу, проте характеризується значними енерговитратами, а також не має серійного виробництва. У зв'язку з цим у цій роботі вирішення проблеми зниження енерговитрат СГА на базі сегментно-пальцевої косарки пропонується на базі штатного приводу з частковою його доопрацюванням з перетворенням

кінетичної енергії руху оливи в потенційну енергію тиску при гідроударі в додатковому замкнутому контурі та його використання в гідророзсувному шатуні. При генеруванні гідравлічного удару в маслі тиск можна збільшити від 3 до 10 разів.

3. Існуючі оцінки енергетичних витрат, під час роботи СГА засновані головним чином зосереджених ймовірнісно-статистичних характеристиках, які дозволяють розкривати закономірності втрат потужності в приводах.

У зв'язку з цим для енергетичного аналізу доцільні інтегрально-ймовірні підходи з використанням методів ідентифікації та енергетичних ланцюгів. Використання енергетичних ланцюгів дозволяє прогнозувати рух енергетичних потоків для динамічних систем різної фізичної природи.

У зв'язку з цим для енергетичного аналізу доцільні інтегрально-ймовірні підходи з використанням методів ідентифікації та енергетичних ланцюгів. Використання енергетичних ланцюгів дозволяє прогнозувати рух енергетичних потоків для динамічних систем різної фізичної природи.

Мета та завдання дослідження

Проведений аналіз стану питання дозволив визначити наукову проблему дослідження, метою якої є підвищення енергоефективності сегментно-пальцевої косарки при скошуванні трав на основі збільшення швидкості різання за рахунок періодичної зміни довжини гідророзсувного шатуна при генеруванні коливань тиску оливи в замкнутому контурі. .

Для досягнення цієї мети поставлено наступні завдання:

- Провести аналіз енерговитрат на привід ножа сегментно-пальцевої косарки при різанні трав в залежності від опорів косарки, МЕС при забезпеченні якості різання;

– запропонувати спосіб та схемне рішення для збільшення швидкості переміщення ножа сегментно-пальцевої косарки з періодичною зміною довжини шатуна, що дозволяє знизити питомі енерговитрати на привід;

- розробити пристрій для створення коливань тиску в замкнутому гідравлічному контурі, що забезпечує необхідне збільшення довжини гідророзсувного шатуна;

– провести експлуатаційні випробування сільськогосподарського агрегату для косіння трав на базі сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 та трактора класу 1,4 з довжиною гідророзсувного шатуна, що періодично змінюється, обґрунтувати раціональні режими роботи та оцінити їх енерговитрати.

РОЗДІЛ 2

ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

При проведенні теоретичних досліджень по роботі з сегментно-пальцевою косаркою виявлено, що основною вимогою для неї є забезпечення високої якості зрізу рослин та при цьому низькі витрати енергії на привід [1, 4]. Ця задача може бути вирішена шляхом накладання додаткової швидкості різання при створенні коливань шатуна на основну швидкість різання сегментно-пальцевої косарки. Такий привід можна виконати за допомогою гідроциліндра, одна сторона якого заповнена стисненим повітрям, а на другу періодично подається імпульс оливи. В результаті використання імпульсних технологій для генерування хвилі гідроудару потоку масла можна досягнути багаторазового підвищення тиску [2, 5, 8].

Частота імпульсів становить від 5 до 10 Гц. Вони створюються при різкому перериванні потоку оливи за допомогою одноклапанного переривника потоку [7]. Привід переривника потоку здійснюється від шківів приводного валу.

При різкому закритті клапана переривника потоку формується хвиля гідравлічного удару, яка підвищує тиск у кілька разів.

В результаті проведених досліджень була створена експериментальна установка, що дозволила вивчити параметри модернізованої косарки як в лабораторних так і в експлуатаційних умовах. Так, наприклад, вона дозволяє визначити основні технічні характеристики ударного вузла та технологічну схему його підключення [1, 2, 8,11].

Нижче наведено основні завдання установки:

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

- експериментальна перевірка енергетичної ефективності сегментно-пальцевої косарки із змінною довжиною шатуна у виробничих умовах.

Схему лабораторної установки випробування модернізованої сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 наведено на рис. 2.1.

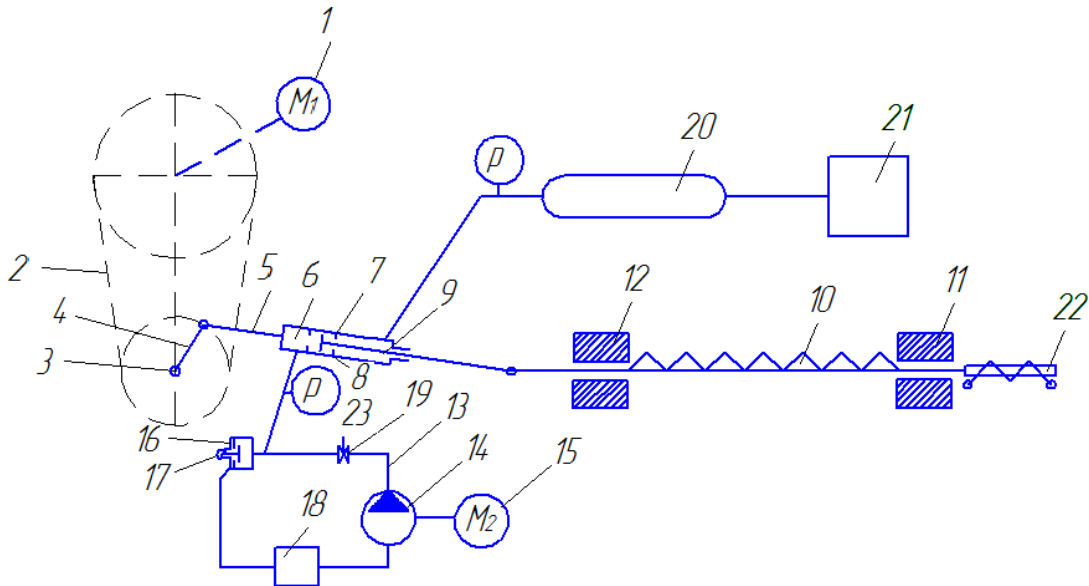


Рис. 2.1. Схема лабораторної установки випробування модернізованої косарки КС-2,1

Основний привід косарки здійснюється від асинхронного електродвигуна з частотним управлінням 1. Далі рух передається через клинопасову передачу 2 приводному валу 3. При обертанні приводного валу 3 рух передається кривошипу 4, від нього складовому шатуну 5, жорстко пов'язаному з каркасом гідروциліндра 6, і далі 7 поршню 8, від якого через шток гідроциліндра 9 ножу, який переміщається в опорах 11, 12. Додатковий імпульс сили створюється за рахунок періодичного підвищення тиску масла в замкнутому контурі 13, попередньо забезпечивши циркуляцію оливи шестерним насосом 14, що приводиться в роботу асинхронним керуванням 15 в залежності від положення ударного клапана 16, кулачок 17 якого пов'язаний з приводним валом 3. Закриття ударного клапана 16 здійснюється в момент часу, коли ніж 10 починає рух вправо.

При знаходженні кривошипа 4 у вертикальному положенні ударний 16 відкритий і масло з бака 18 під дією шестерного насоса 14 через регульований

клапан 19 і ударний клапан 16 по замкнутому контуру зливається назад в бак 18. При повороті кривошипа 4 на певний кут проріз кулачка і клапан різко закривається, що призводить до генерування гідравлічного удару, зворотна хвиля тиску якого буде впливати на поршень 8 який під дією тиску стисненого повітря від ресивера 20 знаходиться в лівому положенні і він здійснює прискорений рух вправо, змушуючи прискорено рухатися ніж 1 шток 9. Переміщення поршня здійснюється між упорами 7, зі збільшенням відстані між якими змінюється амплітуда швидкості ножа. Синхронізація додаткового імпульсу швидкості ножа за рахунок різкого зростання тиску масла при гідроударі регулюється положенням ударного клапана 16 щодо приводного валу 3. Тиск в ресивері 20 підтримується на рівні 0,6 МПа компресором 21. При подальшому повороті приводного валу на 180 °С ніж 10 рухається в зворотній бік із прискоренням під дією стисненого повітря.

Масляний контур приводу у реального СГА на базі модернізованого приводу сегментно-пальцевої косарки живиться від гідророзподільника трактора з входом та виходом.

На рис. 2.2 наведена модернізована конструкція реального приводу сегментно-пальцевої косарки КС-2,1, яка включає кривошип 1, з яким шарнірно пов'язаний шатун 2 в розрізі якого вварений гідроциліндр 3, шток якого 4 якого звернений до ножа 5 до гідроциліндра 4 через штуцер 6 підводиться олию, а через штуцер 7 підводиться стиснене повітря. У початковий момент під дією стиснутого повітря шток гідроциліндра 4 знаходиться в стиснотому стані. При роботі косарки, створюються пульсації оливи, що підводиться до штуцера 6 за допомогою ударного вузла 8 і шток 4 висувається від 5 до 15 мм в залежності від початкового тиску оливи в магістралі. Робота ударного вузла 8 синхронізована з положенням ножа за рахунок жорсткого з'єднання і може регулюватися в межах 90 градусів [1].



Рис. 2.2. Вид з боку ножа (а) та з боку приводних шківів (б) модернізованої конструкції приводу сегментно-пальцевої косарки КС-2,1: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – гідроциліндр; 4 – шток; 5 – ніж; 6 – штуцер для підведення оливи; 7 – штуцер для подачі повітря; 8 – ударний вузол

Загальний вигляд трактора МТЗ із модернізованою косаркою КС-2,1 показано на рис. 2.3.



Рис. 2.3. Трактор із косаркою, яка оснащена гідроприводом ножа

Технологічна схема ріжучого апарату включає ударний вузол одноклапанний, розташований на магістралі, який використовується для генерування тиску масла. Для забезпечення циркуляції оливи служить шестерний насос НШ32. Частота зміни тиску на гідроциліндр залежить від частоти обертання ВОМу. Тиск повітря у гідроциліндрі створюється штатним компресором.

Гідроциліндр вмонтований у розріз шатуна між ексцентриком та ножем косарки. Довжина шлангу високого тиску (ШВД) між гідроциліндром та клапаном вибиралася виходячи з необхідного додаткового зусилля. Необхідний тиск на гідроциліндрі має перевищувати 0,8 МПа. Для повернення валу гідроциліндра у вихідний стан компресором необхідно створити тиск повітря 0,6 МПа.

На швидкість різання ножа косарки впливає об'єм камери гідроциліндра, який вибирали виходячи із забезпечення необхідного збільшення швидкості. При зміні типу гідроциліндра є можливість регулювати зчеплення, що зв'язує шків із одноклапанним перетворювачем потоку.

Конструкція ударного вузла (рис. 2.4, 2.5) дозволяє згенерувати додатковий імпульс масла на гідропривід ріжучого апарату [6].

Відкриття отвору для потоку оливи відбувається синхронно з оборотами шківів на приводі косарки, оскільки вал з кулачком ударного вузла жорстко з'єднаний зі шківом. Ударний клапан знаходиться з боку отвору. Закриття клапана здійснюється під тиском потоку рідини. Вал має можливість обертатися, так як з одного боку його торець встановлений у центруючий заглушці, а з іншого боку він виведений через додатковий отвір за межі корпусу. Рух валу з кулачком може змінюватися з обертально-ковзального у зворотно-поступальний рух.

У цій схемі не потрібно додаткового джерела енергії зміни положення клапана в ударному вузлі.

Вал з кулачком, що відкриває клапан підібрані таким чином, що часу протягом якого клапан закритий, достатньо для створення необхідного тиску в гідроциліндрі [4, 5, 8].

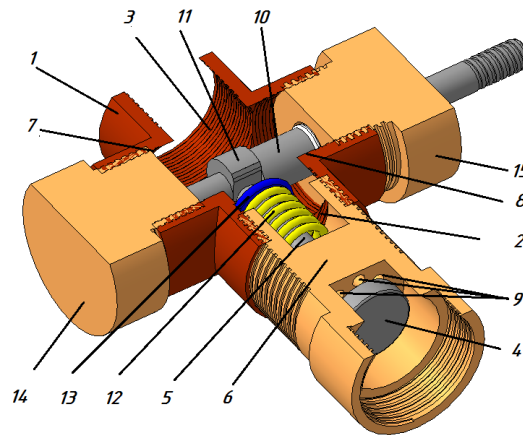


Рис. 2.4. Конструкція ударного вузла: 1 – порожнистий корпус; 2 і 3 – вхідний та вихідний отвори для витікання робочого середовища; 4 – ударний клапан; 5 – шток; 6 – втулка; 7 та 8 – додаткові співвісні отвори; 9 – наскрізні канали; 10 – вал; 11 – кулачок; 12 – пружина; 13 – стопорне кільце; 14 – центруюча заглушка; 15 – напрямна втулка.



Рис. 2.5. Загальний вигляд ударного вузла

Ударний вузол включає порожнистий корпус 1 з вхідним 2 і 3 вихідними отворами для витікання робочого середовища, ударний клапан 4, жорстко закріплений на штоку 5, встановленому у втулку 6 з можливістю зворотно-поступального руху. У підлоному корпусі 1 виконані два додаткові співвісні отвори 7 і 8, втулка 6 виконана з наскрізними каналами 9 для витікання робочого середовища вздовж штока 5. Конструкція додатково містить вал 10 з кулачком

11, пружину 12, стопорне кільце 13, направляючу втулку 15. Втулка 6 жорстко з'єднана з вхідним отвором 2 порожнього корпусу 1. Ударний клапан 4 розташований з боку входу робочого середовища в наскрізні канали 9 втулки 6, пружина 10 встановлена на штоку 5 і закріплена на ньому стопорним кільцем 13 з боку виходу робочого середовища каналів 9 втулки 6, вал 10 встановлений всередині порожнистого корпусу 1 з можливістю обертального руху, де один торець вала 10 вставлений в центруючу заглушку 14, закріплену в першому додатковому отворі 7 порожнього корпусу 1, другий торець вала 10 виведений за межі порожнистого корпусу 1 втулку 15, встановлену в другий додатковий наскрізний отвір 8 порожнистого корпусу 1, а кулачок 11 валу 10 з'єднується зі штоком 5 з можливістю перетворення його обертально-ковзаючого руху в зворотно-поступальний рух штока 5.

Таким чином, вхідний отвір 6 та вихідний отвір 3 приєднані шлангами високого тиску до гідросистеми трактора. Вал 10 жорстко з'єднаний з шківом на рамі приводу, але при цьому є можливість регулювати це з'єднання в межах 90 градусів.

Кількість оборотів валу 10 залежить від оборотів ВВП і змінюється разом з ним. Кулачок 11 обертається разом з валом 10, закріпленим з одного боку в центруючій заглушці 14, а з іншого боку в другому додатковому отворі 8 корпусу 1. Кулачок 11, виконаний у вигляді евольвенти, забезпечує зворотно-поступальний рух штока 5 в результаті чого відбуваються відкриття та закриття наскрізних каналів 9.

Закриття ударного клапана забезпечується швидкісним тиском робочого середовища. У момент часу, коли наскрізні канали 9 закриті клапаном 4 виникає гідравлічний удар, енергію якого можна використовувати для створення додаткових коливань у приводі ножа. Після того, як наскрізні канали 9 будуть закриті знову, процес генерації гідравлічного удару повторюється. Для даної конструкції ударного вузла частота генерації імпульсу оливи залежить від

витрати робочого середовища. Таким чином, є можливість отримання необхідного тиску при зміні витрат у широкому діапазоні.

Для створення додаткового коливання ножа застосовувався гідравлічний циліндр поршневої двосторонньої дії Hydrosila MC50/30x160 (рис. 2.6, 2.7).



Рис. 2.6. Загальний вигляд гідроциліндра MC50/30×160

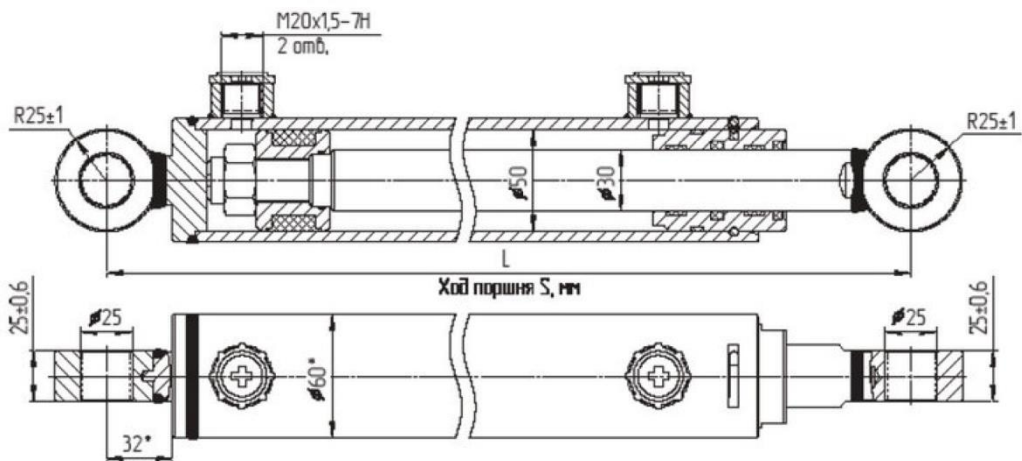


Рис. 2.7. Схема гідроциліндра MC50/30×160.

У конструкції приводу використаний серійний гідроциліндр. Часто гідроциліндр MC50/30×160 встановлюється для приводу робочих органів прес-підбирача, приводу вил копновозів, як гідроциліндр підйому відвалу або навіски мінітракторів

Для отримання первинної інформації з первинних датчиків вимірювання застосовувався пристрій збору даних National Instruments USB-6009 (рис. 2.8). Цей пристрій містить 8 каналів для введення аналогових сигналів, а також має канали для генерації аналогових сигналів і 12 канали для введення або виведення

цифрового сигналу. Максимальна можлива частота дискретизації дорівнює 48 кГц. Програмна підтримка плати здійснюється фірмою-виробником середовищі Windows за допомогою драйвера NI-DAQmx. Таким чином, за допомогою штатних засобів було створено програмне забезпечення в SCADA-системі LabView для збору та обробки інформації, що отримується з різних вимірювальних датчиків.



Рис. 2.8. Плата аналого-цифрового та цифроаналогового перетворення USB-6009.

Для визначення положення валу гідроциліндра, що змінюється під час створення імпульсного тиску за допомогою ударного вузла, використовувався датчик лінійного переміщення КТС-75 (рис. 2.9, 2.10). Подібні датчики переміщення застосовуються також, наприклад, в деревообробній промисловості, пакувальному обладнанні, друкарських машинах, спортивних тренажерах, тобто там де потрібно отримати точне положення об'єкта під час його переміщенні. Датчики лінійних переміщень широко застосовуються при розв'язанні задач моніторингу у промисловій автоматизації, гідроциліндрах і в багатьох інших пристроях.

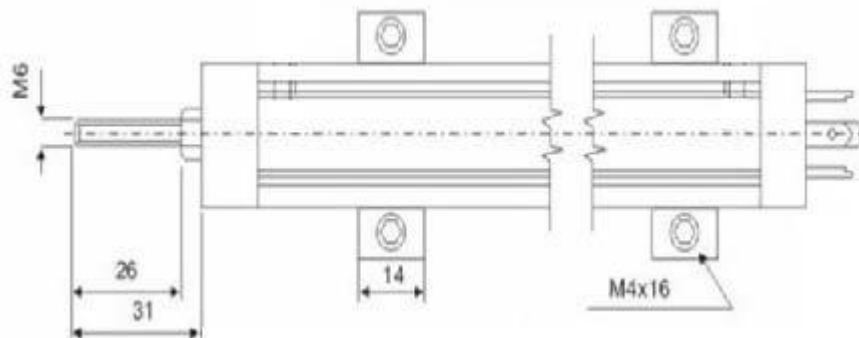


Рис. 2.9. Датчик лінійного переміщення КТС-75.



Рис. 2.10 Загальний вигляд датчика лінійного переміщення КТС-75.

При проведенні вимірювань з первинних перетворювачів, встановлених на ріжучому апараті, використовувалося середовище графічного програмування LabVIEW, на базі якого розроблено програмне забезпечення для збору даних із вимірювальних датчиків (рис. 2.11). У режимі реального часу здійснюється візуалізація даних, що дозволяє оперативно побачити всі зміни, пов'язані, наприклад, зі зміною тиску оливи, яка подається на гідроциліндр в імпульсному режимі.

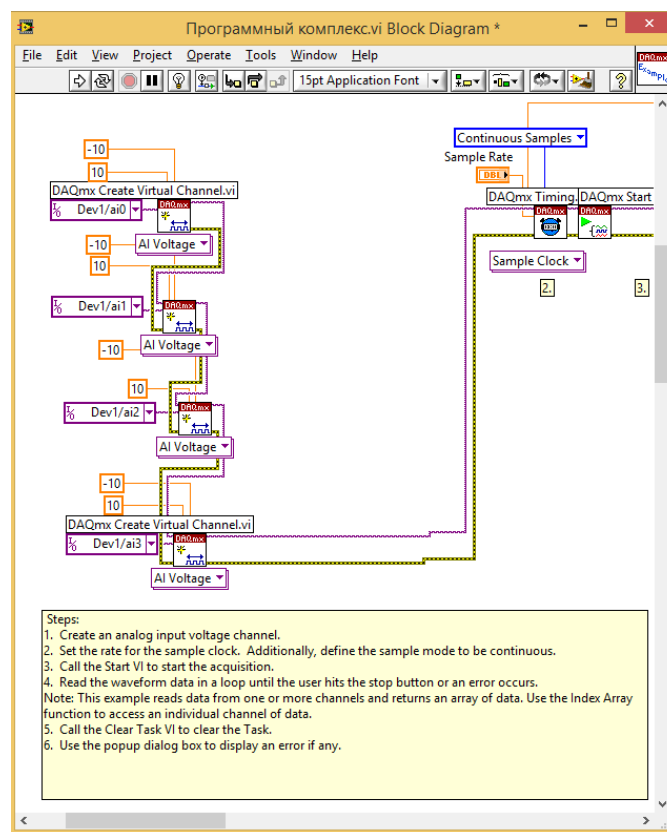


Рис. 2.11. Модуль програмного комплексу, створений в середовищі програмування LabVIEW для збору даних з первинних перетворювачів

Візуалізація експериментальних даних отриманих з датчиків лінійного переміщення КТС-75 і КТС-200, дозволяє переглядати та аналізувати результати

для визначення необхідного тиску, що подається на гідропривід ріжучого апарату.

В реальному часі спочатку проводиться математична обробка вимірних значень (рис. 2.12).

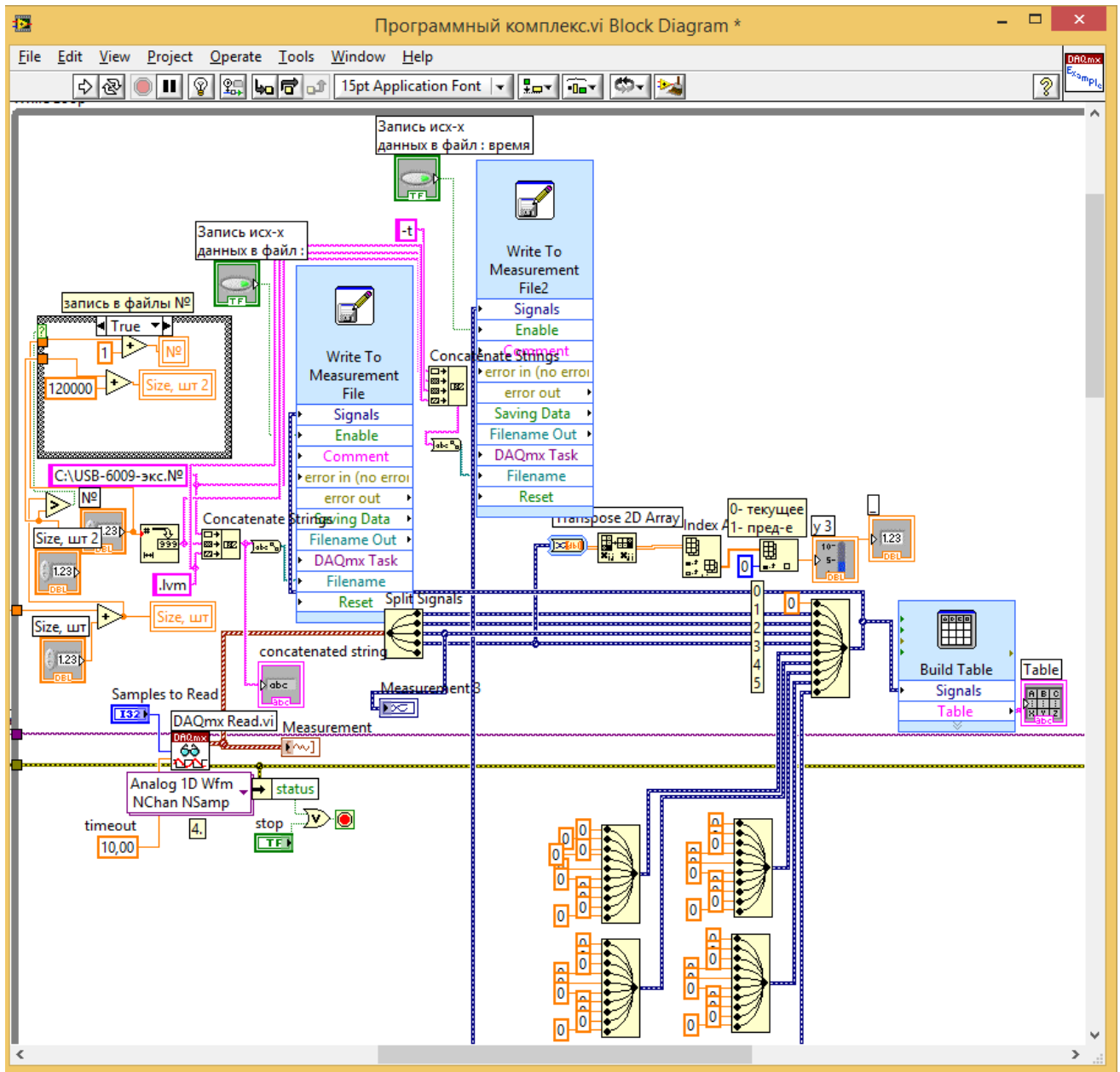


Рис. 2.12. Модуль програмного комплексу, створений в середовищі програмування LabVIEW для обробки вимірюного сигналу

Для надійної роботи програмного комплексу на базі платформи для графічної розробки керуючих, вимірювальних та вбудованих систем LabVIEW необхідно забезпечити такі вимоги до персонального комп'ютера: об'єм

оперативної пам'яті не менше 1 Гб; ОС Windows2000/NT/XP, Mac OS X, Linux та Solaris; об'єм дискового простору 10 Гб.

Висновки за розділом 2

Розроблено пристрій для створення коливань тиску у замкнутому гідравлічному контурі у вигляді одноклапанного ударного вузла, що приводиться в роботу від приводного шківів косарки. Конструкція приводу дозволяє здійснювати синхронізацію з періодом роботи ножа в широкому діапазоні кутів повороту приводного шківів.

Створено автоматизовану систему збору даних з первинних вимірювальних перетворювачів у середовищі графічного програмування LabView, яка в режимі реального часу дозволяє здійснити візуалізацію даних та математичну обробку за запропонованими алгоритмами.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

Працездатність сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 зі зміною довжиною шатуна в лабораторних умовах перевірялася на лабораторній установці.

Лабораторні випробування модернізованої сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 зі зміною довжиною шатуна виконувались в наступній послідовності:

- запускається масляний контур включенням електроприводу шестеренчастого насоса і виводиться тиск масла в контурі, на рівні 0,8 МПа;
- слідом за масляним контуром включається компресор та контролюється тиск стисненого повітря в ресивері на рівні 0,6 МПа;
- за готовністю масляного та повітряного контурів включається основний привід та регулюються обороти асинхронного електродвигуна за допомогою перетворювача частоти від мінімальних (260 хв^{-1}) до максимальних (400 хв^{-1}) оборотів. На кожному діапазоні частот обертання в штатному режимі перевіряється співвідношення частоти обертання валу основного приводу та швидкості переміщення ножа. Мінімальна частота обертання валу основного приводу, коли середня швидкість ножа дорівнює $2,1 \text{ м/с}$, становить 260 хв^{-1} .

Для наочності на рис. 3.1 наведено залежності швидкості різання від оборотів валу основного приводу у звичайному режимі.

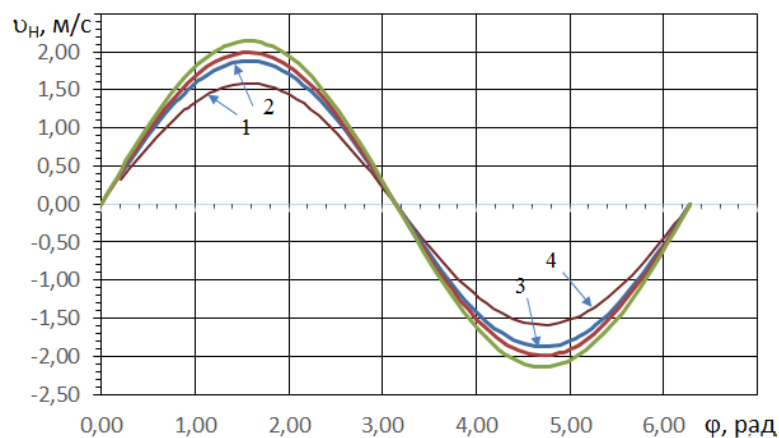


Рис. 3.1. Графіки залежності швидкості різання від оборотів валу основного приводу: 1- $n=284 \text{ хв}^{-1}$; 2- $n=335 \text{ хв}^{-1}$; 3- $n=355 \text{ хв}^{-1}$; 4- $n=382 \text{ хв}^{-1}$

Після перевірки працездатності модернізованої сегментно-пальцевої косарки у звичайному режимі перевірялася її працездатність у режимі змінної 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 мінімальні частоти приводу, що відповідають амплітуді швидкості різання, що дорівнює 2,1 м/с. Далі, використовуючи весь діапазон частот обертання валу основного приводу, будували експериментальні залежності швидкості різання частоти обертання валу основного приводу. За допомогою обмежувачів ходу поршня гідроциліндра та ширини зони роботи гідроприводу $\varphi_1 - \varphi_2$ (по куту установки приводу ударного клапана) підбирався раціональний режим роботи приводу ножа, що відповідає найбільшій швидкості початку та кінця різання при різному початковому тиску масла. Експериментальні залежності швидкості різання у запропонованому режимі наведено на рис. 3.2, 3.3.

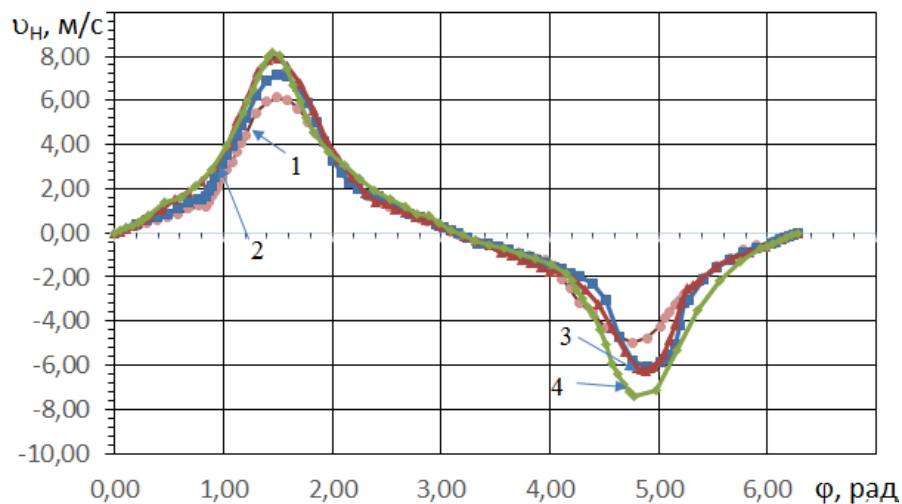


Рис. 3.2. Графіки залежності швидкості різання від оборотів валу основного приводу при тиску в масляному контурі, що дорівнює 0,8 МПа: 1- $n = 284 \text{ хв}^{-1}$; 2- $n = 335 \text{ хв}^{-1}$; 3- $n = 355 \text{ хв}^{-1}$; 4- $n = 382 \text{ хв}^{-1}$

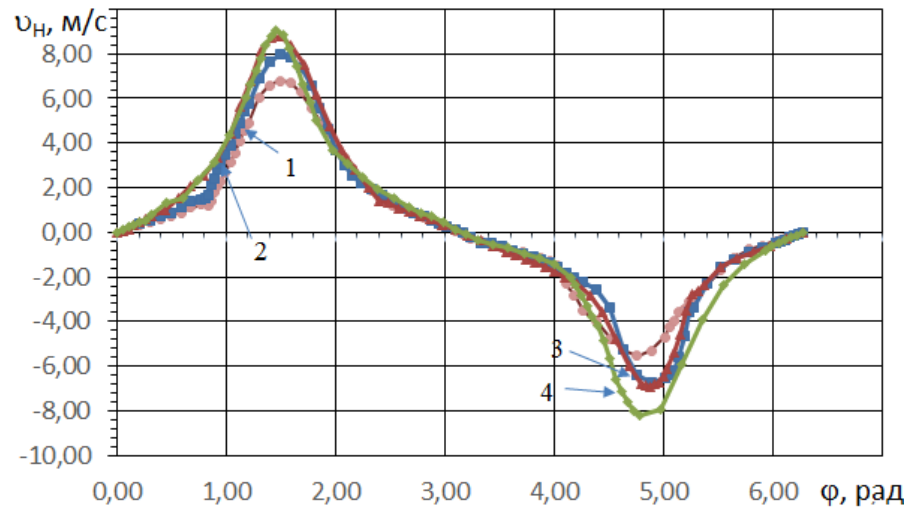


Рис. 3.3. Графіки залежності швидкості різання від оборотів валу основного приводу при тиску в масляному контурі, що дорівнює 0,10 МПа: 1- $n=284 \text{ хв}^{-1}$; 2- $n=335 \text{ хв}^{-1}$; 3- $n=355 \text{ хв}^{-1}$; 4- $n=382 \text{ хв}^{-1}$.

Польові випробування проводилися згідно діючого стандарту. Для проведення дослідів вибирали ділянку, яка задовольняє наступним вимогам :

- крутість схилу не повинна перевищувати 5° ;
- досліджувана ділянка ґрунту не повинна бути засмічена валунами, камінням, деревиною та іншими об'єктами;
- рівномірність стебел трави на ділянці;
- температура повітря в період прибирання та досліджень коливалася від 16 до 25°C .

Діаграми різання лезом сегмента ножів ріжучого апарату з гідравлічним та механічним приводами представлені на рис. 3.4. При її побудові враховувалися характеристики, відповідні числу подвійних ходів ножа $n = 284 \text{ хв}^{-1}$; ходу ножа $S = 76 \text{ мм}$; подачі одного ходу ножа $h = 80 \text{ мм}$; Традиційний режим показаний пунктирними лініями, модернізований – суцільними [3].

При вибраних режимах роботи тиск у гідроциліндрі змінюється за графіками, наведеними на рис. 3.5 – 3.6.

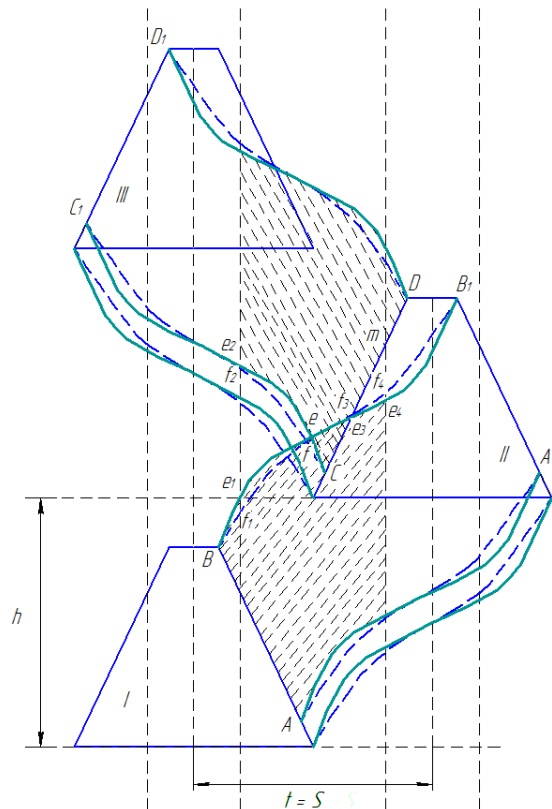


Рис. 3.4. Діаграми різання лезом сегмента ножів ріжучого апарату з гідравлічним та механічним приводами $n = 284 \text{ хв}^{-1}$, $h = 80 \text{ мм}$, $S = 76 \text{ мм}$.

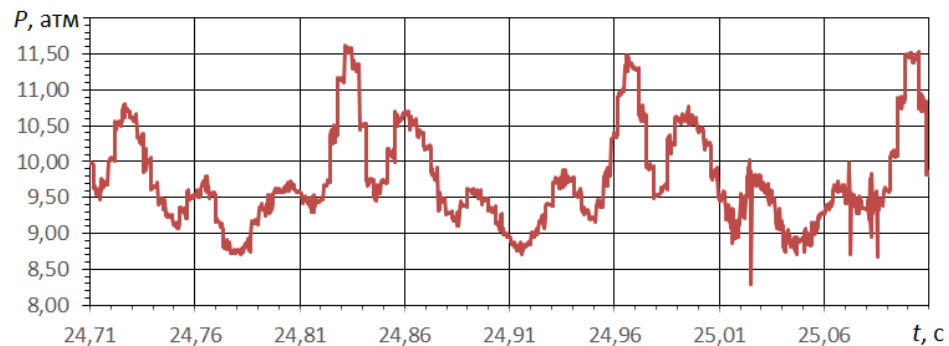


Рис. 3.5. Графік зміни тиску оливи на привід гідроциліндра за $n=284 \text{ хв}^{-1}$.

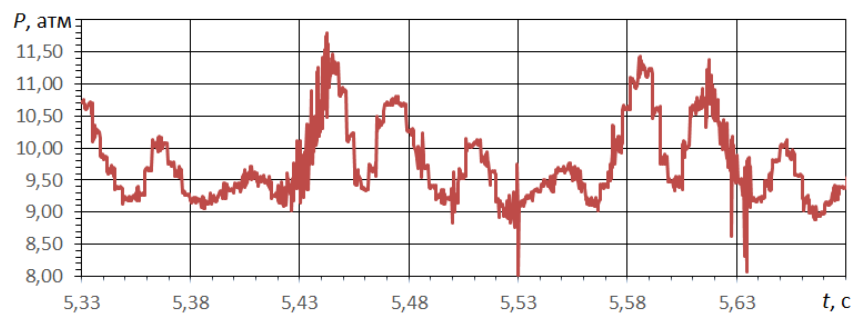


Рис. 3.6. Графік зміни тиску оливи на привід гідроциліндра за $n=335 \text{ хв}^{-1}$.

З даних графіків видно, що на момент гідроудару тиск різко зростає до 0,8 МПа і більше і далі поступово знижується.

Висновки по розділу

В результаті проведених досліджень запропоновано спосіб і технічне рішення, що збільшує швидкість різання сегментно-пальцевої косарки, у вигляді періодичного збільшення довжини шатуна за рахунок генерування коливань тиску масла в замкнутому контурі. Дане рішення дозволяє більш оптимально використовувати потужності двигуна МЕЗ і косарки, що в результаті значно знижує енерговитрати сільськогосподарського агрегату.

Модернізація сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 за рахунок обладнання додаткового замкнутого гідравлічного контуру з перериванням потоку масла в ньому та врізання в штатний шатун гідроциліндра відрізняється простотою конструкції та не вимагає вкладення великих коштів. При цьому ефект від модернізації забезпечується за рахунок зниження величини енерговитрат при переході на часткові режими роботи МЕЗ.

ВИСНОВКИ

Аналіз енерговитрат сільськогосподарського агрегату на базі сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 та МЕЗ класу 1,4 при різанні трав показав, що потужність двигуна МЕЗ витрачається пропорційно активним опорам МЕЗ та косарки у співвідношенні 4:1 на часткових режимах ДВЗ. Причому зі збільшенням оборотів ДВЗ це співвідношення стає рівним 6:1. Таким чином, потенціал зниження питомих енерговитрат СХА на базі сегментно-пальцевої косарки під час косіння трав можна реалізувати за рахунок збільшення швидкості різання на часткових режимах роботи двигуна МЕЗ.

Запропоновано спосіб і схемне рішення приводу ножа сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 з збільшенням довжини гідророзсувного шатуна за рахунок використання гідродинамічних сил при різкому перериванні руху потоку масла в замкнутому контурі, що дозволяє збільшити швидкість різання і знизити питомі енерговитрати більше за зниження частоти обертання приводу на 50 % і навіть обмежити інерційні складові зусиль за допомогою використання податливості повітря в гідророздвигному шатуні.

Розроблено пристрій для створення коливань тиску в замкнутому гідравлічному контурі у вигляді одноклапанного ударного вузла, що наводиться від приводного шківка косарки, конструкція якого дозволяє здійснювати його синхронізацію з періодом роботи ножа в широкому діапазоні кутів повороту приводного шківка.

Отримано експериментальні залежності швидкості руху ножа сегментно-пальцевої косарки із збільшенням довжини шатуна на основних характерних частотах обертання ВВП. Встановлено, що збільшення швидкості руху ножа залежить тільки від параметрів гідродинамічного контуру. Експериментальні залежності швидкості руху ножа сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 узгоджуються з відомими теоретичними в межах 8%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адлер Ю.П. Введение в планирование эксперимента. Москва : Металлургия, 1969. 159с.
2. Адлер Ю. П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. Москва : Наука, 1976. 279 с.
3. Пиуновский И.И., Петровец В.Р., Дудко Н.И. Машины для уборки трав и силосных культур (теория и расчет рабочих органов). Монография. Горки : Белорусская государственная сельскохозяйственная академия, 2016. 325 с.
4. Кравчук В.І., Мельник Ю.Ф. (ред.) Машины для заготівлі та приготування кормів. Дослідницьке : УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. 136 с.
5. Кузнецов В.В. Основы теории и тенденции развития сельскохозяйственных машин. Брянск: Изд-во Брянский государственный аграрный университет, 2019. 233 с.
6. Воронов Ю.И., Ковалев Л.Н., Устинов А.Н. Сельскохозяйственные машины. М.: Агропромиздат, 1990. 255 с.
7. Гаврилюк Г.Р. Сільськогосподарські машини (Комплект кодопосібників). К.: Аграрна освіта, 2001. - 216 с.
8. Кобець А.С., Деркач О.Д., Ролдугін М.І., Яцук В.М., Кухаренко П.М., Пугач А.М. Механізація вирощування сільськогосподарських культур в Україні. Дніпропетровськ: Дніпровський державний аграрно-економічний університет; Літограф, 2014. 285 с.
9. Яропуд В.М., Твердохліб І.В., Спирін А.В. Машины та обладнання і їх використання в рослинництві. Вінниця: Вінницький національний аграрний університет (ВНАУ), 2020. 308 с.
10. Погорілець О.М. Гідропривід сільськогосподарської техніки. Київ: Вища освіта, 2004. 368 с.
11. Аврунин Г.А. и др. Объемный гидропривод и гидропневмоавтоматика. Харьков: ХНАДУ, 2008. 412 с.

12. Артемьева Т.В., Лысенко Т.М. и др. Гидравлика, гидромашины и гидропневмопривод. Москва : Академия, 2008. 336 с.
13. Борисов Б.П. Объемные гидромашины. Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2018. 240 с.
14. Соколов В.І., Кроль О.С., Єпіфанова О.В. Гідравліка. Сєверодонецьк: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2017. 160 с.