

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

ПЕРЕПІЧАЙ СЕРГІЙ ОЛЕГОВИЧ

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
завідувач кафедри механізації
сільського господарства
канд. техн. наук, доцент
_____ Анатолій ПОЛЯКОВ
«__» _____ 2023 р.

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ СКОШУВАННЯ ТРАВ
Спеціальність 208 Агроінженерія

Кваліфікаційна робота
на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

Керівник:
канд. техн. наук, доцент
Вадим ВОЛОХ

Оцінка: ____/____/_____
бали/за шкалою ЄКТС/за національною шкалою

Київ – 2023

1. АНАЛІЗ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ТА ТЕХНІЧНИХ ЗАСОБІВ ПРИ СКОШУВАННІ ТРАВ

1.1 Аналіз технологічного процесу різання рослин

При заготівлі кормів найважливішою операцією являється скошування сільськогосподарських культур. Нині застосовується велика кількість сегментних і ротаційних косарок. Завдяки високій продуктивності ротаційні косарки отримали широке поширення, проте для їх роботи потрібна більше енергії, ніж у сегментно-пальцевих косарок, крім того, якість зрізу стебел значно нижча.

Для зниження можливості вигину стебел, в різальних апаратах з підпирним принципом різання, таких як сегментно-пальцеві і безпальцеві, рослина зрізується сегментному, коли воно спирається на протирізальну пластину.

Основними перевагами сегментно-пальцевих різальних апаратів є наявність високої якості зрізу рослин, відсутність подрібнення і низькі енерговитрати в порівнянні з апаратами безпідпирного різання. Крім того, сегментно-пальцеві різальні апарати використовуються як в сухій, так і частково підтопленій місцевості [25].

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 прибирання зернових культур, оскільки це призводить до підвищення втрат урожаю зерна [8, 14, 28]. Для зменшення сили, необхідної для зрізування рослин, окрім нормального руху леза ножа, необхідно також забезпечити його подовжнє переміщення відносно нормального, тобто уздовж довжини матеріалу (рис.1.1, 1.2) [2, 24].

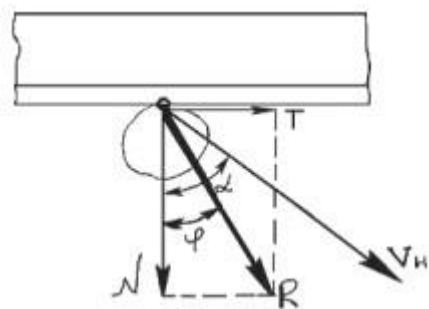


Рисунок 1.1 - Визначення умови різання

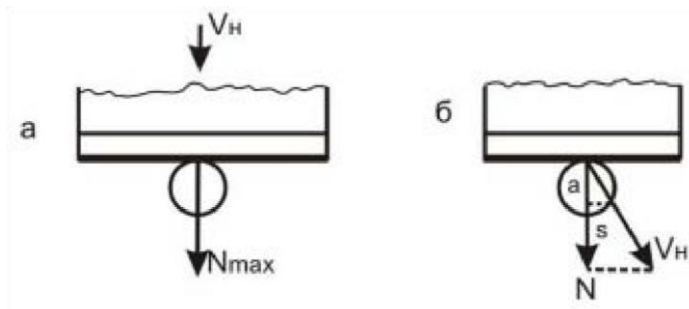


Рисунок 1.2 - Різання стебла ножом

При переміщенні леза за матеріалом на деяку величину a і досягненні силою N певного значення величина дотичної сили T може бути понижена, але при цьому здійснюватиметься процес різання. В даному випадку напрям рівнодійної сили R декілька відхилиться від нормального переміщення, що приведе до ковзання леза за матеріалом, але не обов'язково подовжньому.

В Україні, при приготуванні кормових сумішей для годування корів і кіз використовуються в основному конюшина, тимофіївка, козлятник, люцерна, райграс пасовищний, вівсяниця (таблиця. 1.1).

Таблиця 1.1 - Перелік найбільш цінних рослин для приготування кормів

Найменування	Діаметр стебел, мм	Висота стебел, см	Вологість, %
Конюшина (фаза цвітіння)	4 – 5	30 – 40	82,2
Вогнище безосте (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	72,7

1.2 Аналіз досліджень за оцінкою енерговитрат в сільськогосподарських агрегатах з сегментно-пальцевим різальним апаратом

При збільшенні ширини захоплення різального апарату погіршується копіювання рельєфу поля і збільшується кількість торкань різального апарату за нерівності ґрунту.

Залежність теоретичної продуктивності такого сільськогосподарського агрегату від поступальної швидкості представлена на рис. 1.3.

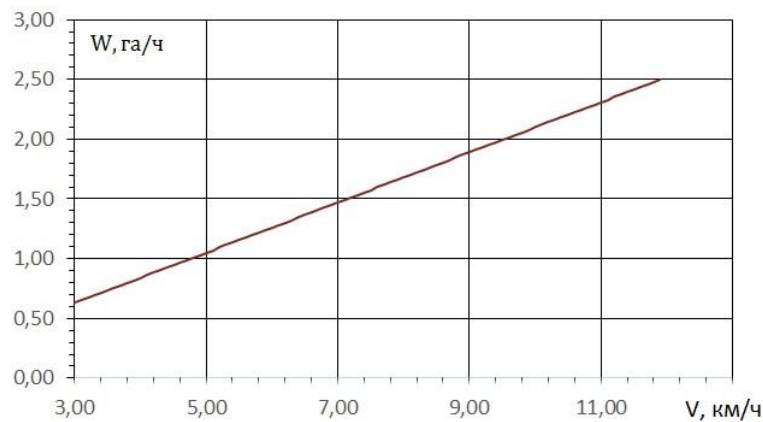


Рисунок 1.3 - Залежність продуктивності косарки з шириною захоплення 2,1 м від поступальної швидкості агрегату

Для косарки КС- 2,1, що агрегується з трактором МТЗ- 82 продуктивність на різних передачах в КПП представлена на рис. 1.4.

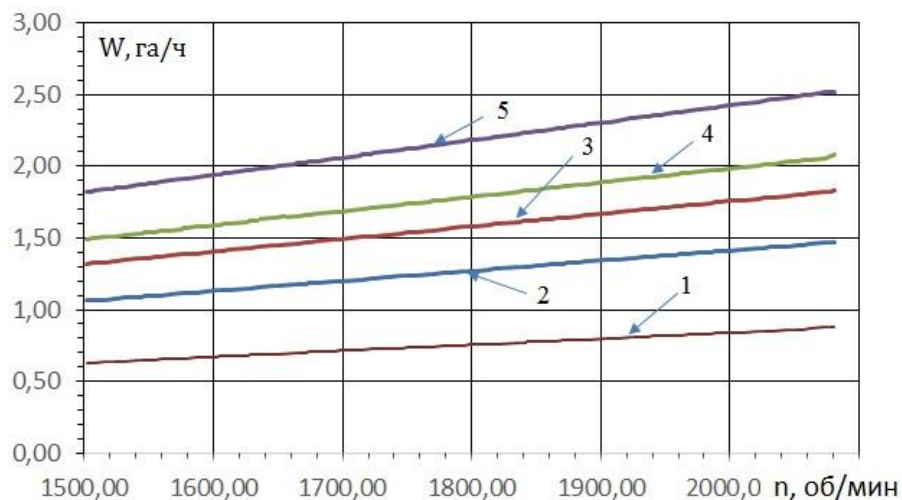


Рисунок 1.4 - Продуктивність косарки КС- 2,1, що агрегується з трактором МТЗ- 82 від частоти обертання колінчастого валу двигуна:

1 - 2 - а передача; 2 - 3 - а передача; 3 – 4-я передача; 4 - 5 - а передача; 5 - 6 - а передача

Як видно з приведеної залежності на рис. 1.4, продуктивність складе 2,5 га/год (при швидкості 12 км/год) і може бути досягнута на 5-ій і 6-ій передачах

в коробці зміни передач (КПП). Проте з урахуванням 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 хв^{-1} . Таким чином, максимальна продуктивність при забезпеченні якісного зрізу досягатиметься на 5-ій передачі при 2000 хв^{-1} .

У роботі [2, 18] показані залежності механічних втрат в двигуні Д- 240, і активного опору від кутової швидкості колінчастого валу двигуна (рис. 1.5, 1.7). З яких виходить, що при кутовій швидкості колінчастого валу від 100 до 200 рад/с, потужність внутрішніх втрат росте з 4,5 до 22 кВт, при цьому активний опір зменшується трохи.

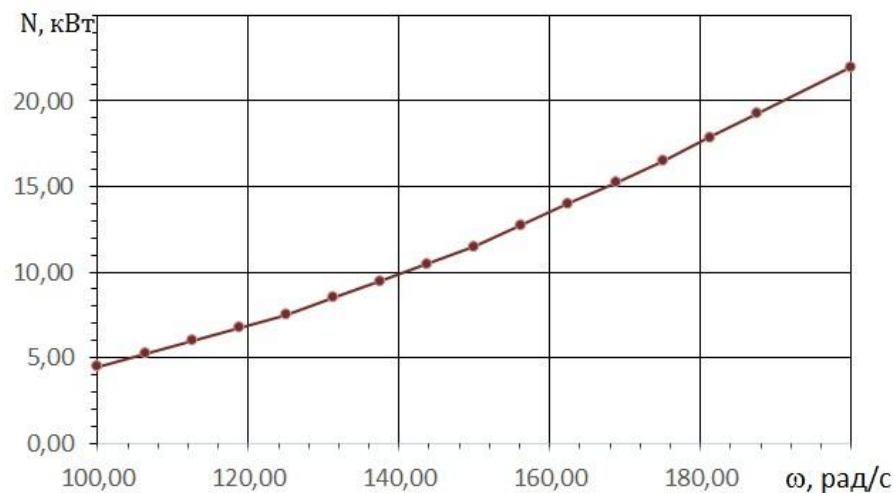


Рисунок 1.5 - Залежність механічних втрат в двигуні МЕЗ від кутової швидкості

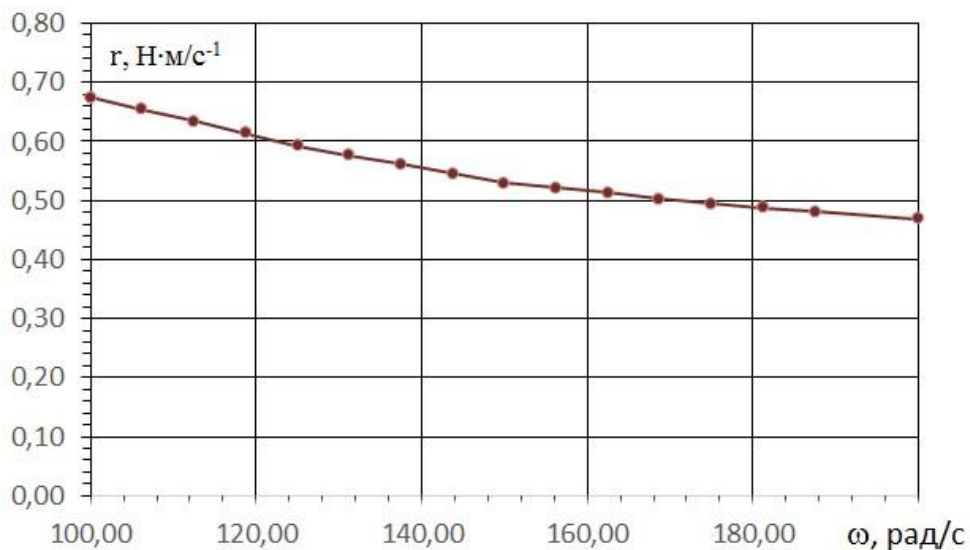


Рисунок 1.6 - Залежність опору різання від кутової швидкості

На рис. 1.7 приведені залежності активного опору різанню стебел від кутової швидкості валу приводу [6, 15].

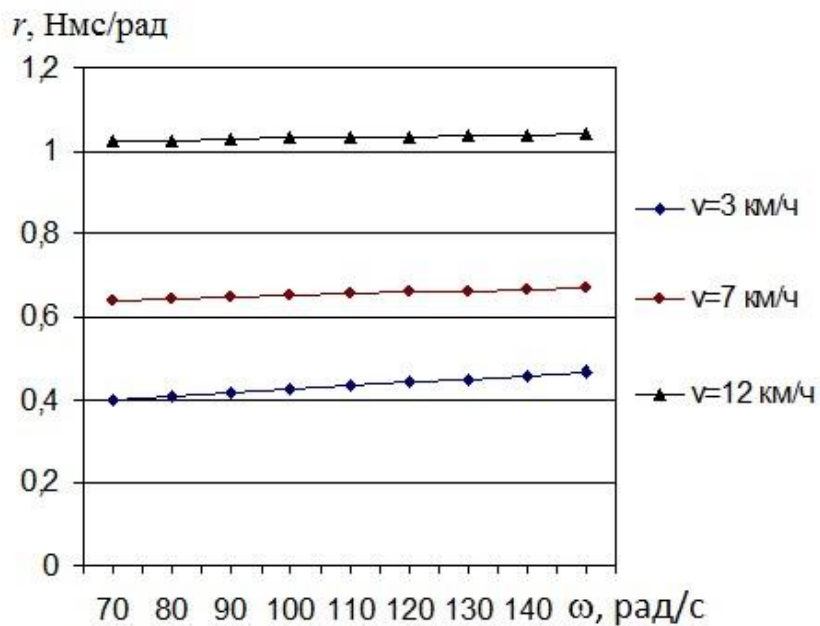


Рисунок 1.7 - Залежність зміни активного опору різанню на поступальних швидкостях агрегату від 3 до 12 км/год

Витрати потужності на привід косарки КС- 2,1 при різних швидкостях представлені на рис. 1.8.

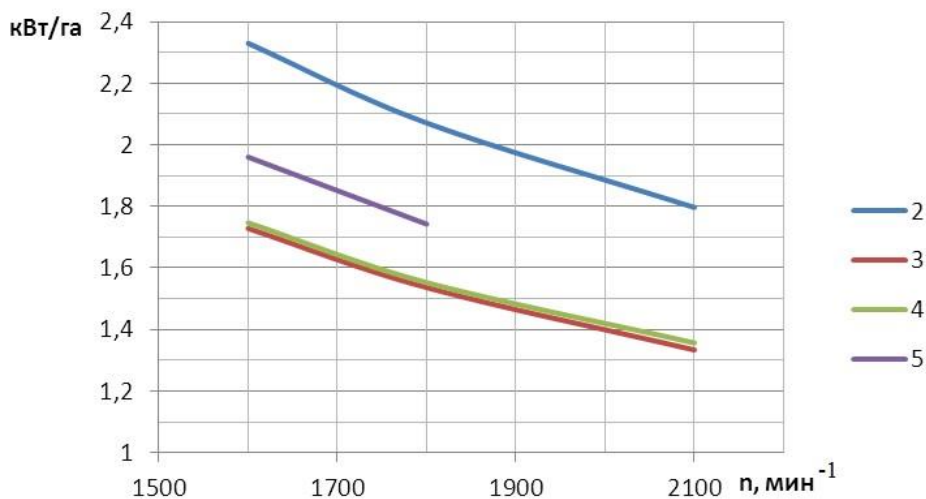


Рисунок 1.8 - Залежність витрат потужності на привід косарки при різних частоті обертання двигуна на різних швидкостях

Таким чином, сумарні значення енерговитрат для сільськогосподарського агрегату, що складається з трактора МТЗ-82 і

сегментно-пальцевої косарки, складуть 23,5 кВт при роботі на 4-ій передачі з частотою обертання двигуна $2\ 100\ \text{хв}^{-1}$.

1.3 Аналіз методів і засобів зниження енерговитрат в сільськогосподарських агрегатах для скошування трав з сегментно-пальцевим різальним апаратом

Сучасні тенденції в розвитку сільськогосподарських агрегатів з сегментно-пальцевим різальним апаратом йдуть шляхом збільшення їх продуктивності при забезпеченні якості зрізу і зниженні питомих енерговитрат [3, 23, 25, 26]. Ці результати можуть бути досягнуті при реалізації наступних заходів:

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

Не увесь з перерахованих заходів можуть бути реалізовані на практиці.

Найбільш широке поширення в якості приводного механізму різального апарату косарок отримав кривошипно-шатунний механізм. У різних конструкціях косарок і жаток для приводу ножа застосовуються вилка, що коливається, механізм шайби та ін. Вираження, що коливається, для переміщень, швидкостей і прискорень ножа, приведенного в рух цими механізмами, досить складні. Тому для подальшого аналізу з достатньою для практики точністю можна розглядати кінематику ножа, приведенного в рух кривошипно-шатунним механізмом [6].

Переміщення ножа сегментно-пальцевої косарки складається з переносного руху, тобто разом з машиною і відносного руху, при якому ніж здійснює гармонійні коливання [20].

Ніж зрізуючого пристрою наводиться в рух плоскими і просторовими кривошипно-шатунними механізмами, перші з яких застосовуються в основному на зернових жниварках, а другі - на косарках [20].

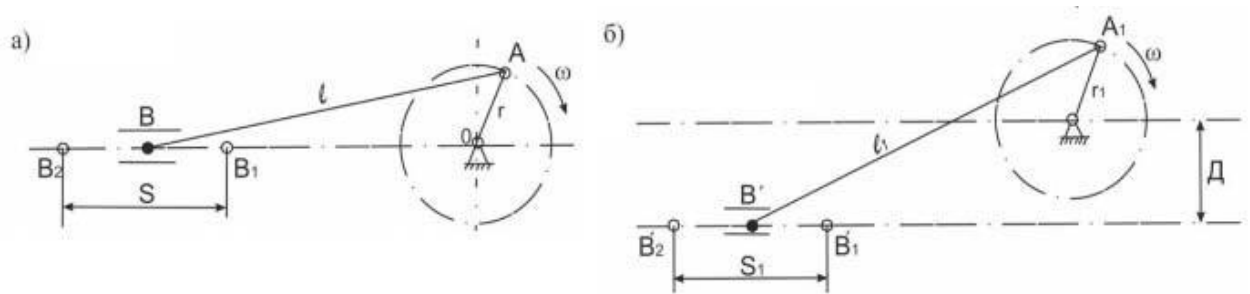


Рисунок 1.9 - Кривошипно-шатунні механізми аксіального (а) і дезаксіального (б) приводу зрізуючого пристрою, де $B_1, B_2, B, B'_1, B'_2, B'$ - положення різальної кромки; S - хід ножа з центром в точці O аксіального приводу, м; l, l_1 - довжини шатуна, м; A, A_1 - положення кривошипного валу; r, r_1 - радіуси кривошипного валу, м; ω - кутова швидкість, рад/с; S_1 - хід ножа дезаксіального приводу, м

Кривошипно-шатунні механізми бувають двох типів: аксіальні (рис. 1.9 а), і дезаксіальні (рис. 1.9 б), коли вісь кривошипного валу відповідно розташована на лінії руху ножа і вище за лінію руху ножа [20].

Для приводу ножа використовують плоскі і просторові механізми. Для збиральних машин найбільш поширеним є дезаксіальний привід. Проте до істотних недоліків приводу кривошипно-повзунного механізму можна віднести динамічну неурівноваженість, що викликає появу вібрації, і відповідно обмежує швидкість різання ножа і машини [20].

Схожі недоліки переважають також в механізмах, зображених на рис. 1.10 а і 1.10 б. Відмінність їх в тому, що у першого механізму кривошип пов'язаний з штоком за допомогою повзуна, а другою не має сполучної ланки між ножом і штоком.

Також застосовується кулачковий механізм приводу (рис. 1.10 г), в якому кулачок, обертаючись, штовхає шток з прикріпленням до нього ножем. Зворотне переміщення ніж здійснює під впливом пружини.

Привід з різальними елементами, що коливаються, зображений на рис.1.10, д. Встановлені на брусі різальні органи шарнірно пов'язані між собою, наводяться в рух кривошипом за допомогою шатуна. Існує аналогічний механізм, але з жорстко закріпленими на єдиному рухливому брусі з сегментами (рис. 1.10, е), здійснює плоскопаралельні рухи по дузі кола.

В якості приводу застосовується також механізм Чебишева (рис.1.10, ж), виконаного у вигляді шарнірного чотирьохзв'язника. Існує також механізм приводу, що базується на просторовому кулісному механізмі (рис. 1.10, і), без елементів, що коливаються.

На кормозбиральних комбайнах широке поширення отримав механізм шайби (рис. 1.10, к), що коливалася, проте його недоліком є неможливість роботи на підвищених поступальних швидкостях.

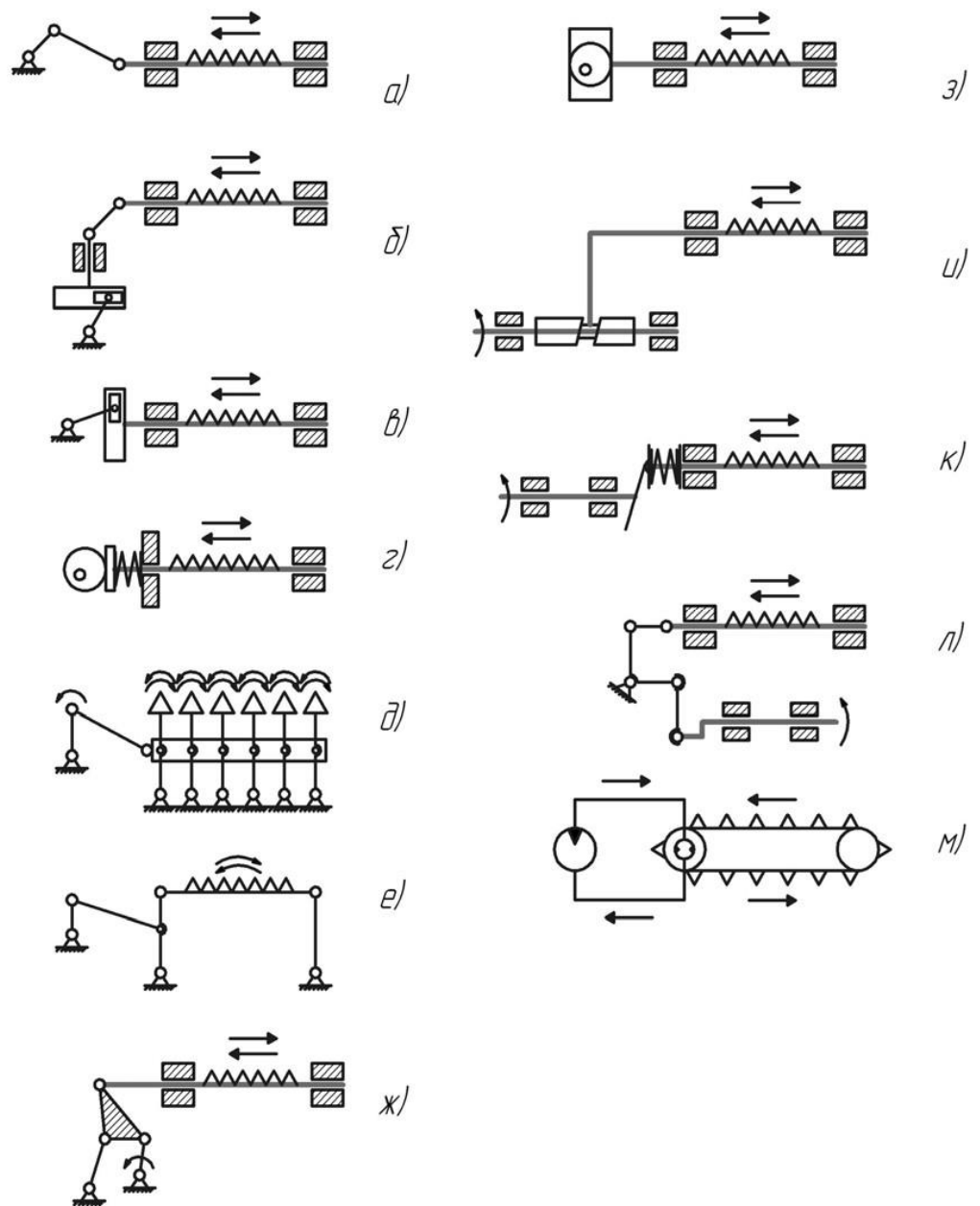


Рисунок 1.10 - Кінематичні схеми приводу сегментно-пальцевих різальних апаратів косарок :

a - дезаксиальний кривошипно-повзунковий механізм; *б* - кривошип, пов'язаний з штоком за допомогою повзуна; *у* - механізм, що не має сполучної ланки між ножом і штоком; *г* - кулачковий механізм приводу; *д* - привід з тими, що коливаються різальними елементами; *е* - механізм з сегментами, жорстко закріпленими на єдиному рухливому брусі; *ж* - механізм Чебишева; *з* - механізм приводу з ексцентриком; *і* - механізм приводу, заснований на просторовому кулісному механізмі; *к* - механізм шайби, що коливається; *л* - механізм приводу з коромислом; *м* - механізм приводу з нескінченним ланцюговим елементом.

Механізм приводу з коромислом представлений на рис. 1.10, л. Кривошип приводу нерухомо пов'язаний з провідним валом за допомогою шатуна, а коромисло шарнірно сполучене з ножем, що здійснює зворотно-поступальні рухи.

Ряд переваг, таких як відсутність знакозмінних інерційних сил має механізм приводу з нескінченним ланцюговим елементом (рис. 1.10, м), але він вимогливий до якості виготовлення різальних деталей і має підвищений знос при експлуатації в поганих умовах [4].

Ексцентриковий механізм (рис. 1.10, з) приводу також не має знакозмінних моментів інерції, і дозволяє швидко робити урівноваження механізму. Механізм приводу ножа отримує рух або від незалежного ВВП, або від опорного колеса косарки або від електроприводу [18].

Сегментно-пальцеві апарати відрізняються своєю унікальністю і застосовуються як на сухих ділянках, так і підтоплених. Ударні дії різальних елементів ротаційних апаратів не дають можливості використати їх при прибиранні зернових культур, оскільки це призводить до великих втрат урожаю [18].

Застосування незалежного приводу ножа на стандартному МЕЗ з механічною трансмісією можливо тільки при використанні спеціальних механізмів з безступінчатою (на механічній, гідравлічній або електричній основі) зміною передатного відношення від двигуна до валу відбору потужності або механізму приводу ножа, що значно ускладнює конструкцію МЕЗ і здорожує його експлуатацію.

Основними параметрами режиму роботи агрегату з сегментнопальцевим різальним апаратом є хід ножа і швидкість його переміщення.

Одна з головних переваг апарату з подвійним пробігом сегментів являється забезпечення подвійного ходу ножа в порівнянні з апаратами з одинарним пробігом сегментів. Недоліками такої конструкції є наявність ще більших коливань пальцевого бруса в порівнянні з апаратами з одинарним пробігом, а також швидше ушкодження лез сегменту (рис. 1.11 а).

Безпальцеві різальні апарати мають два активні ножі (рис. 1.11 д) і служать зазвичай для низького зрізу соєвих, бобових культур, рису. Таким чином безпальцеві різальний апарат може забезпечити стабільну роботу косарки на скошування трав'яної маси в складних умовах прибирання. Основним недоліком цих апаратів є відсутність в них захисту від попадання сторонніх предметів, на відміну від сегментно-пальцевих апаратів [11].

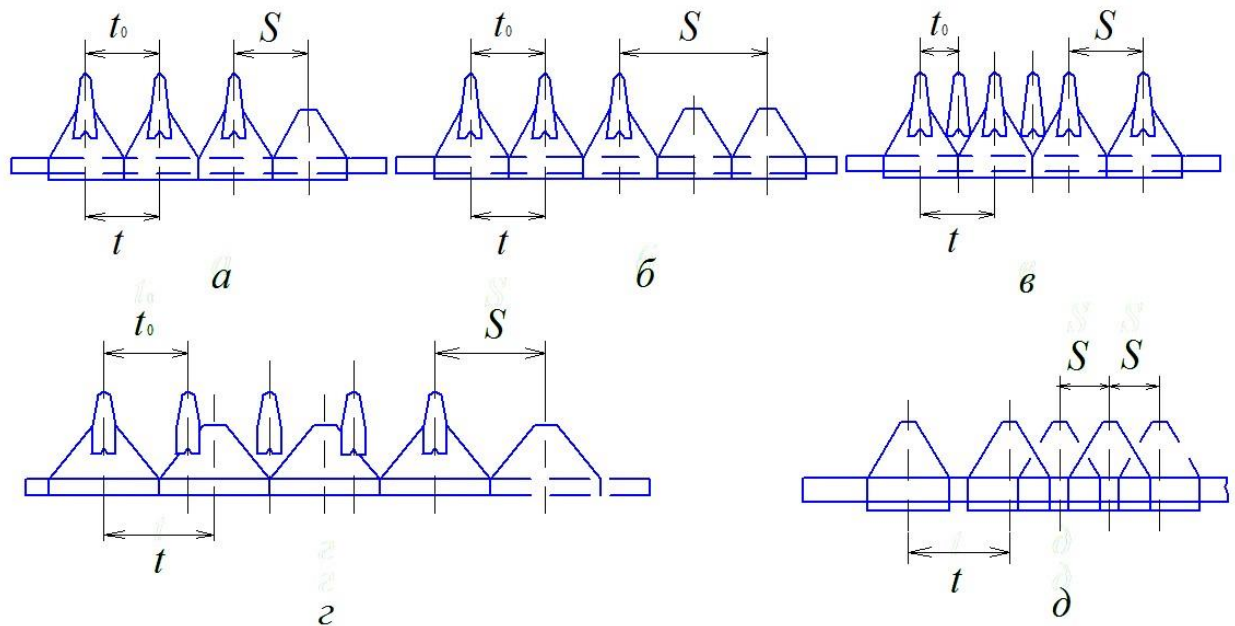


Рисунок 1.11 - Типи різальних апаратів :

a - 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 рухливими ножами з одинарним пробігом сегментів, $S = t/2$ і подвійним ходом $S = t$

Серед косарок особливо варто відмітити апарат нормального різання з одинарним пробігом сегментів, оскільки він має підвищену якість різання, низьку витрату потужності на різання, а також високу експлуатаційну надійність (рис. 1.11 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 [7, 14]. Також вона доукомплектувала гідророзподільником для забезпечення реверсного напрямку руху роликового ланцюга, гідронасосом, підключеним від ВВП, і масляним баком з гідрошлангами [11].

В якості однієї з вимог для надійної роботи механізму приводу, являється його динамічна неурівноваженість, що сильно знижує максимальну швидкість різання трав. Як наслідок, виникають руйнівні 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 урівноваження мас, що рухаються.

В порівнянні з сегментно-пальцевими косарками продуктивність ротаційних апаратів значно вища, але якість зрізу рослин істотно нижча. Ротаційна косарка виконує обкошування укосів каналів за 2 - 3 проходи за рахунок використання гідроприводу [3]. Проте енергоспоживання ротаційних косарок значно вище, ніж у сегментно-пальцевих.

Розроблено косарку з пилкоподібними дисками, рух яких здійснюється за допомогою високочастотного електроприводу. Недоліком цієї косарки є обов'язкове застосування перетворювача частоти.

Істотною вимогою до приводу різального апарату можна також позначити необхідність зміни швидкості різання під час зміни умов експлуатації. Такий недолік мають механізми приводів, підключені, наприклад, до валу відбору потужності.

Ефективність процесу скошування залежить від прибираної культури і способу різання, який може бути, наприклад, що ковзає або рубає.

Для тонкостебельних трав оптимально використати рубаючий спосіб, а для товстостінних рослин ефективніше застосувати ковзаюче різання. Вибір режиму різання можна виконувати, наприклад, якщо використати електромеханічний привід для ножа косарки [8, 12], проте в цьому випадку застосовувався мобільний енергетичний модуль з електромеханічною трансмісією [18].

При зміні режимів роботи потрібне забезпечення мінімальній швидкості різання 2,15 м/с. Зміна швидкості ножа при $\omega=70$ рад/с для сегментно-пальцевої косарки КС- 2,1 показано на рис. 1.12, а можливі варіанти такої зміни на рис. 1.13.

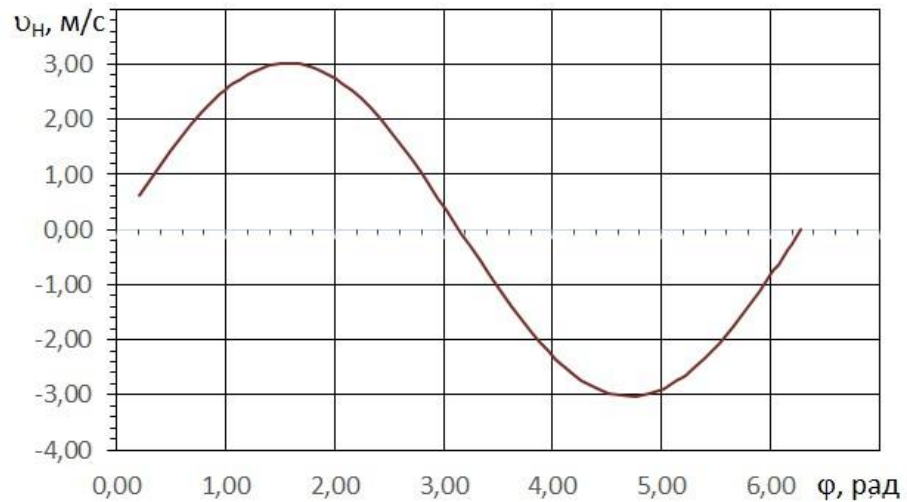


Рисунок 1.12 - Швидкість різання сегментно-пальцевої косарки КС- 2,1 при $\omega=70$ рад/с

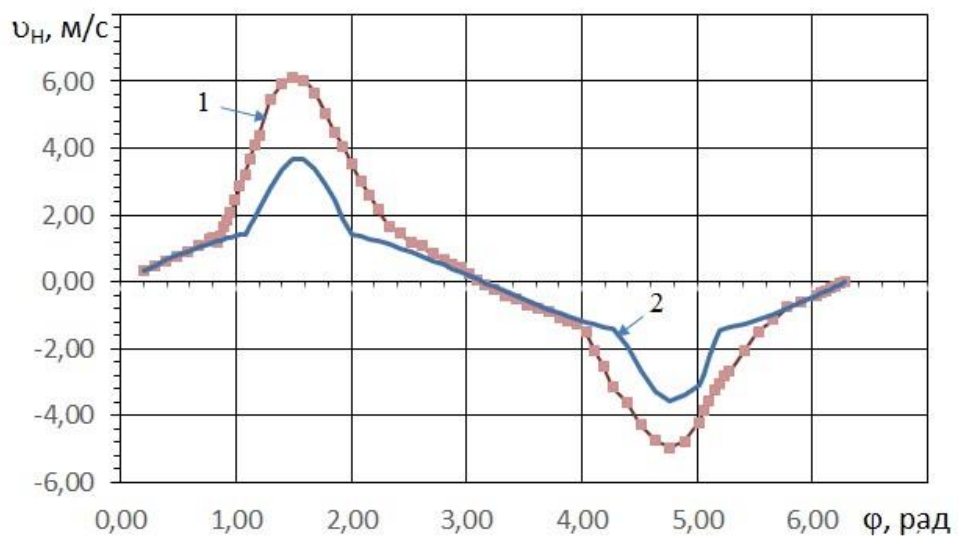


Рисунок 1.13 - Можливі варіанти зміни швидкості різання сегментно-пальцевої косарки : 1 - експериментальна; 2 - розрахункова при $l_0 = 13$ мм

Таку зміну можна отримати, наприклад, вбудувавши в механізм приводу ножа додатковий елемент з можливістю накладення коливань.

З урахуванням практичної реалізації і експлуатації із стандартним МЕЗ з механічною трансмісією в якості такого елемента можна використати

гідроциліндр, в якому приріст об'єму рідини у момент коливань створюється за рахунок переривання потоку робочої рідини із створенням гідродару [16, 17, 23].

Таким чином, найбільш прийнятним варіантом є вдосконалення режимів роботи сегментно-пальцевої косарки шляхом збільшення швидкості різання за рахунок установки в механізм приводу ножа додаткового елемента з можливістю накладення коливань, що отримуються при використанні стандартної гідросистеми МЕЗ [9, 12].

1.4 Аналіз шляхів підвищення потенціалу енергоефективності приводів косарок

Огляд і аналіз проблеми підвищення енергоефективності косарок, у тому числі і з сегментно-пальцевим різальним апаратом, дозволяє визначити не лише шляхи зниження енерговитрат, але зробити оцінку величини потенціалу. На сьогодні чітко видимі три групи шляхів зниження енерговитрат в СГА для скошування трав. Перша група, що має невеликий потенціал, пов'язана з узгодженням швидкісних режимів МЕЗ і 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.

Зокрема, для МЕЗ класу 1,4 тони і косарки з сегментно-пальцевим різальним апаратом це співвідношення досягає 10:1. Отже, при переході на часткові режими із співвідношенням потужності МЕЗ і косарки 5:1 потенціал складає 100%. Наступним перспективним напрямом 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 глибшим регулюванням швидкості, проте при подальшому зниженні частоти обертання валу ДВС істотно зростають втрати, як в електроприводі, так і в гідроприводі. Менше всього схильний до вказаних

вище труднощів 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 має бути строго зафіксована по куту повороту кривошипа. Інакше можливе збільшення інерційних сил в приводі.

Істотний вплив на величину енерговитрат роблять механічні втрати в різальному апараті, їх доля по окремих позиціях (рис. 1.14) може досягати до 30 %. Так при зменшенні швидкісного порогу різання, наприклад, для трав (2,15 м/с) і погіршення якості різальних поверхонь для сегментно-пальцевих апаратів можливе затискання ножа. Зі збільшенням проміжку між поверхнями сегментів і протирізальними пластинами так само можливе затискання ножа. Понизити втрати енергії від затискання ножа можна при зменшенні проміжку, проте в цьому випадку збільшуються втрати на тертя. До відомих способів зниження величини втрат енергії від тертя відноситься використання антифрикційних матеріалів, але в різальних апаратах вони використовуються украй рідко. Це пов'язано зі значним дорожчанням конструкції. В той же час використання антифрикційних покриттів може дати до 20 % зниження енерговитрат. Значний потенціал зниження енерговитрат криється у безпідпорном різанні. Якщо їх розглядати з точки зору рівності кінетичних енергій руху трав'янистої маси і ножа, то в цьому напрямі може бути значний потенціал. Зокрема, на безпідпирне різання конюшини середнього травостою при швидкостях до 3 м/с, за нашими оцінками, потрібне тільки 300 Дж/м². Нижня межа для безпідпирного різання складає 1500 Дж/м² [8].

У третій групі шляхів зниження енерговитрат при скошуванні трав найбільший інтерес для дослідників представляють нові типи приводів («Шумахера», плоский кулачковий механізм та ін.) у яких доля реактивної енергії менша, ніж в кривошипно-шатунному механізмі. Потенціал цього

напряму можна оцінити у розмірі 30 % по зниженню величини інерційної складової потужності.

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

Аналіз проблеми підвищення енергетичної ефективності СГА з сегментно-пальцевими косарками показав, що вони заслужено мають попит у фермерських господарствах при скошуванні різних природних і сіяних трав завдяки їх відносно невисокій вартості і досить високим технологічним параметрам. Крім того, вони успішно агрегуються з МЕЗ класу 1,4, які складають основну долю у фермерських господарствах. В той же час в процесі експлуатації при об'їзді перешкод і поворотах, на знижених швидкостях частково страждає якість зрізу із-за незабезпечення мінімальної швидкості різання. Аналіз робіт по енергооцінці МЕЗ класу 1,4 і сегментно-пальцевих косарок типу КС- 2,1 виявив їх потенціал зниження енергетичних витрат з 22,5 кВт до 12 кВт, тобто практично в 2 рази.

Таким чином, реалізація потенціалу зниження енерговитрат СГА на базі сегментно-пальнової косарки КС-2,1 і МЕЗ класу 1,4 можлива із застосуванням незалежного електроприводу ножа. В цьому випадку привід ножа сегментно-пальнової косарки здійснюється від асинхронного електродвигуна потужністю 2,5 кВт, який управляється від перетворювача частоти залежно від швидкості руху агрегату. Джерелом електричної енергії служить асинхронний генератор потужністю не менше 5 кВА. Такий привід забезпечує високі технологічні і енергетичні показники сегментно-пальцевих косарок. Ці розробки знаходяться на рівні дослідного зразка і 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 в цій роботі вирішення проблеми зниження енерговитрат СГА на базі сегментно-пальцевої косарки пропонується на базі штатного приводу з частковим його доопрацюванням з перетворенням кінетичної енергії руху робочої рідини в потенційну енергію тиску при гідроударі в додатковому замкнутому контурі і його використання в гідророзсувному шатуні. При генеруванні гідравлічного удару в робочій рідині тиск можна збільшити від 3 до 10 разів.

Існуючі оцінки енергетичних витрат, при роботі СГА засновані головним чином на усереднених ймовірносно-статистичних характеристиках, що не дозволяють розкривати закономірності втрат потужності в приводах.

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

2 ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ

2.1 Вибір кінематичної схеми гідромеханічного приводу сегментної косарки

Створення наукових основ комбінованого гідромеханічного приводу сегментно-пальцевого різального апарату косарки вимагає вивчення його впливу на технологічні показники при оцінці енергетичних витрат. Технологічні властивості на міцність пропонованого комбінованого приводу зв'язуються в першу чергу з кінематичними параметрами (швидкість, прискорення ножа), від яких залежатиме якість зрізу. Зі збільшенням поступальної швидкості руху агрегату вони так само накладатимуть вплив на діаграму різання. Багатократні збільшення швидкості різання в періоді руху ножа можуть істотно змінити площі «мертвих» зон, як у бік їх зниження, так і збільшення залежно від фази приросту швидкості гідроприводу при коливаннях гідророзсувного шатуна. У зв'язку з цим кінематика приводу ножа сегментної косарки вивчалася як без участі руху агрегату, так і з обліком.

Циклічні коливання гідророзсувного шатуна істотно міняють енергетику приводу косарки, що зажадало її розгляд в динаміці. Основним інструментом була вибрана теорія енергетичних ланцюгів [22]. При цьому рішення диференціальних рівнянь для замкнутого гідравлічного контуру можливе як в приватній, так і тимчасовій області. Динамічна система у вигляді енергетичного ланцюга також передбачає ряд допущень, основною з яких є незмінність параметрів ланцюга (активних і реактивних ланок), а також нульові початкові умови. Адекватність енергетичного ланцюга в цьому випадку можна оцінити по перехідному процесу шляхом накладення теоретичних і експериментальних характеристик.

Показники на міцність приводу при накладенні додаткових коливань до гідророзсувного шатуна можна оцінити, як за кінематичними параметрами (відсутність додаткових перевищень прискорень на початку і у кінці ходу

ножа), а також за величиною приросту тиску по відношенню до приросту швидкості на амплітудно-частотній характеристиці, залежній від частоти переривання потоку робочої рідини в гідравлічному контурі. У зв'язку з цим в моделі кінематики приводу має бути передбачена можливість зміни зони накладення приросту швидкості ножа, а в моделі енергетичного ланцюга замкнутого коливального контуру параметри від яких залежить демпфування.

Для розрахунку кінематичних параметрів (швидкості і прискорення ножа), в основному користуються спрощеними залежностями, які не враховують співвідношення довжин кривошипа і шатуна, величину дезаксиалу. В той же час вони мають хорошу збіжність з результатами експериментальних залежностей швидкості і прискорення ножа. Тому при створенні математичних моделей кінематики приводу також були застосовані допущення в частині не обліку величини дезоксиалу. Теоретичною базою для розробки математичних моделей кінематики приводу послужили положення диференціальної геометрії [10].

Створення приростів швидкості з великими прискореннями, можливо здійснювати в гідравлічних замкнутих системах. При різкому перериванні потоку рідких середовищ в таких системах можна підвищити тиск в точці, що цікавить, в 5 і більше разів (залежно від параметрів замкнутого гідравлічного контуру) за рахунок перетворення кінетичної енергії тормозного потоку рідкого середовища на потенційну енергію (гідравлічний удар). Підбираючи параметри замкнутого гідравлічного контуру (масу робочої рідини, податливість і опір трубопроводів) можна отримати необхідний приріст тиску, який в подальшому може здійснювати роботу, наприклад, по переміщенню поршня в гідроциліндрі. Виходячи з цих передумов і була запропонована схема комбінованого гідромеханічного приводу сегментної косарки (рис. 2.1). Вона включає: замкнутий гідравлічний контур з шестиренчастим насосом 1 і ударним вузлом 2; кривошипно-шатунний механізм 3 зі вбудованим в шатун гідравлічним циліндром 4 один вхід якого пов'язаний з гідравлічним контурів, а другий з ресівером стислого повітря 5;

сегментний різальний апарат 6. При включенні циркуляційного насоса 1 він створюватиме циркуляцію робочої рідини в замкнутому контурі, як тільки вона досягне режиму, що встановився, спрацює ударний вузол 2 і потік робочої рідини різко перериває. При різкому перериванні потоку робочої рідини його кінетична енергія перетвориться в потенційну з багатократним ростом тиску перед ударним вузлом 2 і відповідно гідроциліндром 4 при цьому здійснюється механічна робота по переміщенню поршня гідроциліндра. Повернення поршня гідроциліндра в початкове положення відбувається за рахунок стислого повітря, що знаходиться в ресивері стислого 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 стислого повітря 5 [10,12].

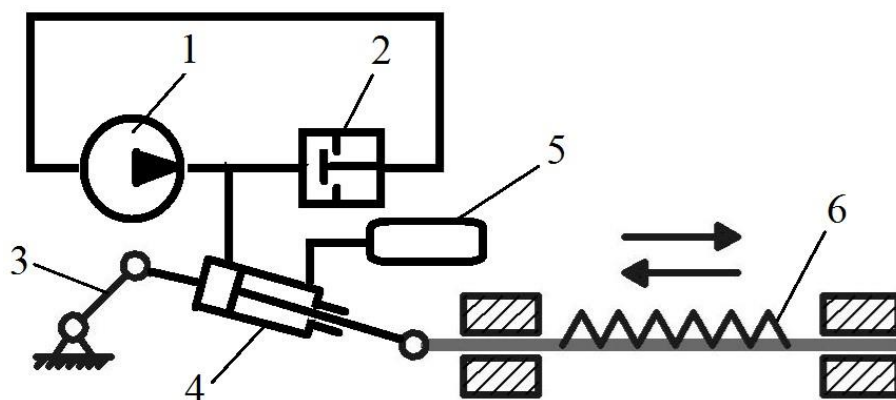


Рисунок 2.1 - Кінематична схема гідромеханічного приводу сегментної косарки

2.2 Енергетичний ланцюг коливального гідроприводу

Простою схемою створення коливань в системі приводу ножа сегментно-пальцевої косарки є врізання в шатун гідроциліндра з пружною ланкою, подання робочої рідини в який здійснюється з одного боку поршня, при цьому з іншого боку є присутнім тиск повітря (рис. 2.2). При поданні імпульсу робочої рідини довжина ходу шатуна отримає приріст Δl [20].

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

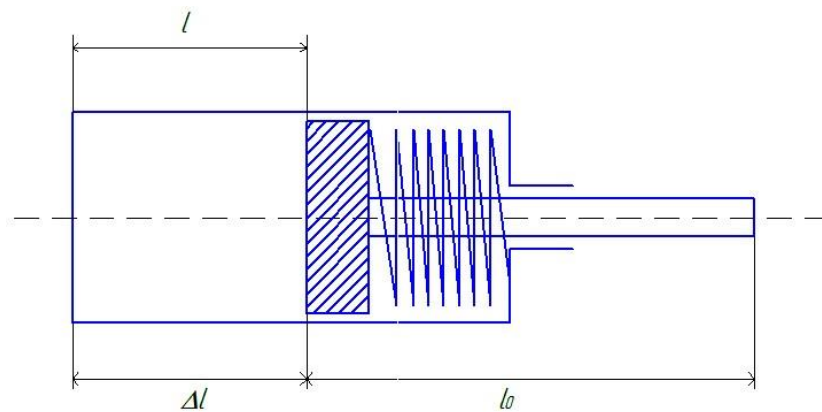


Рисунок 2.2 - Схема гідроциліндра з пружною ланкою: Δl - приріст ходу важеля, м; l - сумарна довжина ходу шатуна, м; l_0 - довжина ходу шатуна, м

При цьому зміна об'єму ΔV в гідравлічній системі і приріст ходу важеля Δl будуть пов'язані співвідношенням

$$\Delta V = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \Delta l \quad (2.2)$$

де D - внутрішній діаметр гідроциліндра, м.

Приріст об'єму рідини у момент коливань зручно створювати за рахунок генерування коливань при перериванні потоку робочої рідини із створенням гідроудару [6]. При цьому зміна об'єму ΔV залежатиме від маси що рухається робочої рідини і податливих властивостей системи. Прогнозувати поведінку такої системи можна з використанням енергетичного ланцюга (рис. 2.3).

Енергетичний ланцюг гідроприводу з коливаннями включає три ланки. Перша ланка гідравлічна, відбиває зміну тисків і витрат в гідравлічному ланцюзі, включає активний опір r_l , що враховує втрати на тертя в трубопроводах гідросистеми, і масу m_l робочої рідини в трубопроводах, а також податливість l_n , що враховує пружні властивості шлангів і самої робочої рідини. Друга ланка, перетворює тиск P_2 , і витрату V_l , в силу f і

швидкість $\dot{\vartheta}$. Третя ланка, механічна, включає масу рухливих частин m_2 , податливість повітря l_2 , і активний опір на тертя r_2 [23].

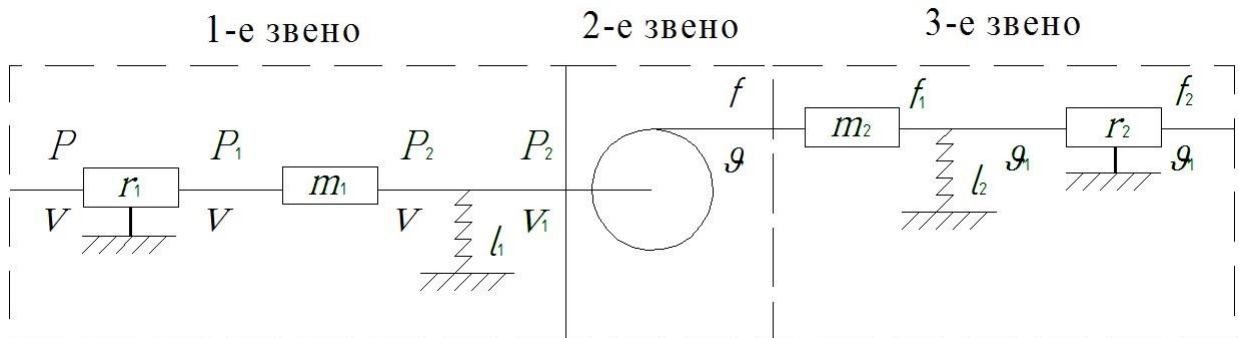


Рисунок 2.3 - Енергетичний ланцюг гідроциліндра

Рівняння ланок ланцюга, що коливається :

1-е ланка:

$$\begin{cases} P = r_1 V^2 - m_1 \dot{V} + P_2 \\ V = l_1 \dot{P}_2 + V_1; \end{cases} \quad (2.3)$$

2-е ланка:

$$\begin{cases} f = P_2 S, \\ \vartheta = \frac{1}{S} V_1; \end{cases} \quad (2.4)$$

3-е ланка:

$$\begin{cases} f = m_2 \dot{\vartheta} + r_2 \vartheta_1 + f_2, \\ \vartheta = l_2 \dot{f}_2 + \vartheta_1. \end{cases} \quad (2.5)$$

Представимо вхідні параметри ланцюга у вигляді постійної складової і відхилення, тобто $P = P_0 + \bar{P}_1$; $V = V_0 + \bar{V}$, де квадрат витрати можна замінити наближеною лінійною залежністю:

$$V^2 \approx V_0^2 + 2V_0 \bar{V} \quad (2.6)$$

Запишемо рівняння на P_2 :

$$P_2 = P_0 + \bar{P} - r_1 V_0^2 - r_1 2V_0 \bar{V} + m_1 V_0 + m_1 \dot{\bar{V}} \quad (2.7)$$

похідну P_2 :

$$\dot{P}_2 = \dot{\bar{P}} - r_1 2V_0 \bar{V} + m_1 \ddot{\bar{V}}. \quad (2.8)$$

Запишемо рівняння на f_1 , ϑ :

Запишемо рівняння на V_I :

$$V_I = V_0 + \bar{V} - l_1 \dot{\bar{P}} - r_1 2l_1 V_0 \bar{V} + l_1 m_1 \ddot{\bar{V}} \quad (2.9)$$

Запишемо рівняння на f_1, ϑ :

$$f = Sm_1 \dot{\bar{V}} - 2Sr_1 V_0 \bar{V} - Sr_1 V_0^2 + Sm_1 \bar{V}_0 + \bar{S}\bar{P} + SP_0, \quad (2.10)$$

$$\vartheta = \frac{1}{S} l_1 m_1 \ddot{\bar{V}} + \frac{2}{S} l_1 r_1 m_1 V_0 \bar{V} - \frac{1}{S} l_1 \dot{\bar{P}} + \frac{1}{S} \bar{V} + \frac{1}{S} V_0 \quad (2.11)$$

Запишемо рівняння на $\dot{\vartheta}$:

$$\dot{\vartheta} = \frac{1}{S} l_1 m_1 \ddot{\bar{V}} - \frac{2}{S} l_1 r_1 V_0 \dot{\bar{V}} - \frac{1}{S} l_1 \dot{\bar{P}} + \frac{1}{S} \dot{\bar{V}} - \frac{1}{S} l_1 \ddot{\bar{P}} \quad (2.12)$$

і далі на f_1 :

$$\begin{aligned} f_1 = f - m_2 \vartheta &= Sm_1 \bar{V} - 2Sr_1 V_0 \bar{V} - Sr_1 V_0^2 + Sm_1 V_0 + \bar{S}\bar{P} + SP_0 - \\ &\quad - \frac{m_2}{S} l_1 m_1 \ddot{\bar{V}} + \frac{2m_2}{S} l_1 r_1 m_1 V_0 \bar{V} - \frac{m_2}{S} l_1 \dot{\bar{P}} + \frac{m_2}{S} \bar{V} + \frac{m_2}{S} V_0 = \\ &= -\frac{m_2}{S} l_1 m_1 \ddot{\bar{V}} + \left(\frac{m_2}{S} - 2Sr_1 V_0 - \frac{2m_2}{S} l_1 r_1 V_0 \right) \bar{V} + Sm_1 \dot{\bar{V}} + (Sm_1 V_0 - Sr_1 V_0^2 + \\ &\quad + \frac{m_2}{S} V_0) - \frac{m_2}{S} l_1 \dot{\bar{P}} + \bar{S}\bar{P} + SP_0. \end{aligned}$$

Похідна на f_1

$$\dot{f}_1 = -\frac{m_2}{S} l_1 m_1 \ddot{\bar{V}} + Sm_1 \ddot{\bar{V}} + \left(\frac{m_2}{S} - 2Sr_1 V_0 - \frac{2m_2}{S} l_1 r_1 V_0 \right) \dot{\bar{V}} - \frac{m_2}{S} l_1 \ddot{\bar{P}} + \dot{\bar{S}}\bar{P}$$

Рівняння на ϑ_1

$$\begin{aligned}
\mathcal{Q}_1 = \mathcal{Q} - l_2 \dot{f}_1 &= \frac{1}{S} l_1 m_1 \ddot{\bar{V}} + \frac{2}{S} l_1 r_1 m_1 V_0 \bar{V} - \frac{1}{S} l_1 \dot{\bar{P}} + \frac{1}{S} \bar{V} + \frac{1}{S} V_0 - \frac{l_2 m_2}{S} l_1 m_1 \ddot{\bar{V}} + \\
&+ l_2 S m_1 \ddot{\bar{V}} + \left(\frac{l_2 m_2}{S} - l_2 2 S r_1 V_0 - \frac{l_2 2 m_2}{S} l_1 r_1 V_0 \right) \dot{\bar{V}} - \frac{l_2 m_2}{S} l_1 \ddot{\bar{P}} + l_2 S \dot{\bar{P}} = \\
&= -\frac{l_2 m_2}{S} l_1 m_1 \ddot{\bar{V}} + \left(\frac{1}{S} l_1 m_1 + l_2 S m_1 \right) \ddot{\bar{V}} + \left(\frac{l_2 m_2}{S} - l_2 2 S r_1 V_0 - \frac{l_2 2 m_2}{S} l_1 r_1 V_0 \right) \dot{\bar{V}} + \\
&+ \frac{1}{S} V_0 - \frac{l_2 m_2}{S} l_1 \ddot{\bar{P}} - \left(\frac{1}{S} l_1 + l_2 S \right) \dot{\bar{P}}.
\end{aligned} \tag{2.14}$$

Запишемо рівняння на f_2 у кінці ланцюга:

$$\begin{aligned}
f_2 = f - m_2 \dot{\mathcal{Q}} - r_2 \mathcal{Q}_1 &= S m_1 \dot{\bar{V}} - (2 S r_1 V_0 \bar{V} - S r_1 V_0^2 + S m_1 V_0) + S \bar{P} + S P_0 - \\
&- \frac{m_2}{S} l_1 m_1 \ddot{\bar{V}} + \frac{2 m_2}{S} l_1 r_1 V_0 \dot{\bar{V}} + \frac{m_2}{S} \dot{\bar{V}} - \frac{m_2}{S} l_1 \ddot{\bar{P}} - \frac{l_2 r_2 m_2}{S} l_1 m_1 \ddot{\bar{V}} + \\
&+ \left(\frac{r_2}{S} l_1 m_1 + l_2 r_2 S m_1 \right) \ddot{\bar{V}} + \left(\frac{l_2 r_2 m_2}{S} - 2 l_2 r_2 S r_1 V_0 - \frac{2 l_2 r_2 m_2}{S} l_1 r_1 \right) \dot{\bar{V}} + \\
&+ \frac{r_2}{S} V_0 - \frac{r_2 l_2 m_2}{S} l_1 \ddot{\bar{P}} - \left(\frac{r_2}{S} l_1 + r_2 l_2 S \right) \dot{\bar{P}} = \\
&= \frac{l_2 r_2 m_2}{S} l_1 m_1 \ddot{\bar{V}} + \left(\frac{r_2}{S} l_1 m_1 + l_2 r_2 S m_1 - \frac{m_2}{S} l_1 m_1 \right) \ddot{\bar{V}} + \left(S m_1 + \frac{2 m_2}{S} l_1 r_1 V_0 + \right. \\
&+ \frac{m_2}{S} + \frac{l_2 r_2 m_2}{S} - 2 l_2 r_2 S r_1 V_0 - \frac{2 l_2 r_2 m_2}{S} l_1 r_1 \left. \right) \dot{\bar{V}} - \left(\frac{m_2}{S} l_1 - \frac{r_2 l_2 m_2}{S} l_1 \right) \ddot{\bar{P}} - \\
&- (2 S r_1 V_0 \bar{V} - S r_1 V_0^2 + S m_1 V_0 + \frac{r_2}{S} V_0) - \left(\frac{r_2}{S} l_1 + r_2 l_2 S \right) \dot{\bar{P}} + S \bar{P} + S P_0.
\end{aligned} \tag{2.15}$$

Для компактності рівняння введемо коефіцієнти:

$$a_1 = \frac{l_2 r_2 m_2}{S} l_1 m_1 \tag{2.16}$$

$$\begin{aligned}
a_2 &= \frac{r_2}{S} l_1 m_1 + l_2 r_2 S m_1 - \frac{m_2}{S} l_1 m_1, \\
a_3 &= S m_1 + \frac{2m_2}{S} l_1 r_1 V_0 + \frac{m_2}{S} + \frac{l_2 r_2 m_2}{S} - 2l_2 r_2 S r_1 V_0 - \frac{2l_2 r_2 m_2}{S} l_1 r_1, \\
a_4 &= -(2S r_1 V_0 \bar{V} - S r_1 V_0^2 + S m_1 V_0 + \frac{r_2}{S} V_0), \\
b_1 &= \frac{m_2}{S} l_1 - \frac{r_2 l_2 m_2}{S} l_1, \quad b_2 = \frac{r_2}{S} l_1 + r_2 l_2 S, \quad b_3 = S, \quad b_4 = S P_0.
\end{aligned}$$

Остаточне рівняння на f_2 з урахуванням коефіцієнтів:

$$\begin{aligned}
f_2 &= -a_1 \ddot{\bar{V}} + a_2 \ddot{\bar{V}} + a_3 \dot{\bar{V}} + a_4 V_0 - b_1 \ddot{\bar{P}} - b_2 \dot{\bar{P}} + b_3 \bar{P} + b_4 P_0 \\
-a_1 \ddot{\bar{V}} + a_2 \ddot{\bar{V}} + a_3 \dot{\bar{V}} + a_4 V_0 &= b_1 \ddot{\bar{P}} + b_2 \dot{\bar{P}} - b_3 \bar{P} - b_4 P_0.
\end{aligned} \tag{2.17}$$

Отримуємо рівняння на зображення в операторній формі, яке матиме вигляд :

$$(-a_1 S^3 + a_2 S^2 + a_3 S) V(S) = (b_1 S^2 + b_2 S - b_3) P(S) \tag{2.18}$$

Після відповідних перетворень комплексний опір ланцюга можна визначити таким чином:

$$Z(S) = \frac{V(S)}{P(S)} = \frac{(b_1 S^2 + b_2 S - b_3)}{(-a_1 S^3 + a_2 S^2 + a_3 S)} \tag{2.19}$$

Функція ланцюга :

$$\begin{aligned}
Z(j\Omega) &= \frac{b_1 \Omega^2 + b_2 j\Omega - b_3}{-a_1 j\Omega^3 + a_2 \Omega^2 + a_3 j\Omega} = \frac{(b_1 \Omega^2 + b_2 j\Omega - b_3)(a_2 \Omega^2 - a_1 j\Omega^3 - a_3 j\Omega)}{(a_2 \Omega^2)^2 + (-a_1 \Omega^3 - a_3 \Omega)^2} = \\
&= \frac{b_1 a_2 \Omega^4 + b_2 a_2 j\Omega^3 - a_2 b_3 \Omega^2 - b_1 a_1 j\Omega^5 - b_2 a_1 \Omega^4 + b_3 a_1 j\Omega^3 - b_1 a_3 j\Omega^3 - b_2 a_3 \Omega^2 + b_3 a_3 j\Omega}{(a_2 \Omega^2)^2 + (-a_1 \Omega^3 - a_3 \Omega)^2}.
\end{aligned}$$

Дійсна частина приватної функції:

$$U(\Omega) = \frac{b_1 a_2 \Omega^4 - a_2 b_3 \Omega^2 - b_2 a_1 \Omega^4 - b_2 a_3 \Omega^2}{(a_2 \Omega^2)^2 + (-a_1 \Omega^3 - a_3 \Omega)^2} \tag{2.20}$$

Уявна частина частотної функції:

$$V(\Omega) = \frac{b_2 a_2 \Omega^3 - b_1 a_1 \Omega^3 + b_3 a_1 \Omega^3 - b_1 a_3 \Omega^3 + b_3 a_3 \Omega}{(a_2 \Omega^2)^2 + (-a_1 \Omega^3 - a_3 \Omega)^2} j \quad (2.21)$$

Амплітудно-частотна характеристика ланцюга (АЧХ) :

$$A(\Omega) = \sqrt{(U(\Omega))^2 + (V(\Omega))^2} \quad (2.22)$$

Фазочастотна характеристика (ФЧХ) :

$$\varphi(\Omega) = -\arctg \frac{V(\Omega)}{U(\Omega)} \quad (2.23)$$

По отриманих формулах досліджувалася поведінка частотних характеристик залежно від зміни окремих параметрів по відношенню до базових значень. Параметри енергетичного ланцюга для базового варіанту визначалися розрахунковим методом.

Гідравлічний опір r_l визначався експериментально по падінню тиску на трубопроводах установки :

$$r_l = \frac{\Delta p}{V^2} = \frac{1050 \cdot 10^{-6}}{0,00145^2} = 500 \cdot 10^{-6} \frac{\text{Па} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^6}$$

Тут витрата робочої рідини в контурі дорівнює витраті насоса НШ-32У-3 (68,7 л/хв).

Податливість в гідравлічній ланці l_1 визначалась по інтегральних значеннях приросту робочого об'єму гідроциліндра до приросту тиску при якому відбувається зміна цього об'єму:

$$l_1 = \frac{\Delta V}{\Delta p} = \frac{12,56 \cdot 10^{-6}}{0,02512} \approx 500 \frac{\text{м}^3}{\text{Па}}$$

Маса $m_l = 3,03$ кг в гідравлічній ланці приймалась по вазі робочої рідини в замкнутому гідравлічному контурі. Маса $m_2 = 6,04$ кг в механічній ланці знаходилася шляхом зважування рухомих деталей приводу.

Податливість в механічній ланці l_2 визначалась по інтегральних значеннях приросту довжини ходу штока, за рахунок різниці тиску в масляній і повітряній порожнинах. При цьому в повітряній порожнині встановлювався тиск

рівне 0,6 МПа, а в масляній 0,7 МПа внаслідок чого хід поршня склав 80 мм. Таким чином

$$l_2 = \frac{\Delta h}{\Delta f} = \frac{0,08}{0,8 \cdot 10^{-3}} = 0,1 \cdot 10^{-3} \frac{м}{H}$$

Активний опір r_2 в механічній ланці визначався експериментально по відношенню приросту сили до швидкості ножа

$$r_2 = \frac{\Delta f}{\vartheta} = \frac{73,5}{7,5} \approx 10 \frac{H \cdot c}{м}$$

По отриманих формулах досліджувалася поведінка частотних характеристик залежно від зміни окремих параметрів по відношенню до базових значень.

Графіки АЧХ і ФЧХ ланцюга приведені відповідно на рис. 2.4 і 2.5.

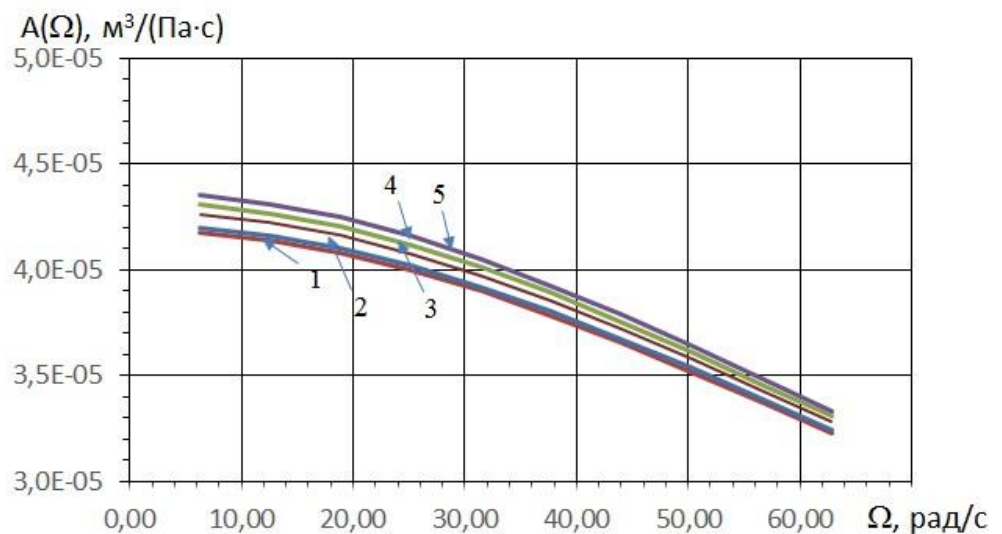


Рисунок 2.4 - Амплітудно-частотні характеристики ланцюга при зміні активного опору r_1 , що враховує втрати на тертя в трубопроводах гідросистеми:

1 – $r_1 = 100 \text{ Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$; 2 – $r_1 = 200 \text{ Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$; 3 – $r_1 = 500 \text{ Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$; 4 – $r_1 = 700 \text{ Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$;
5 – $r_1 = 900 \text{ Па} \cdot \text{с}/\text{м}^3$

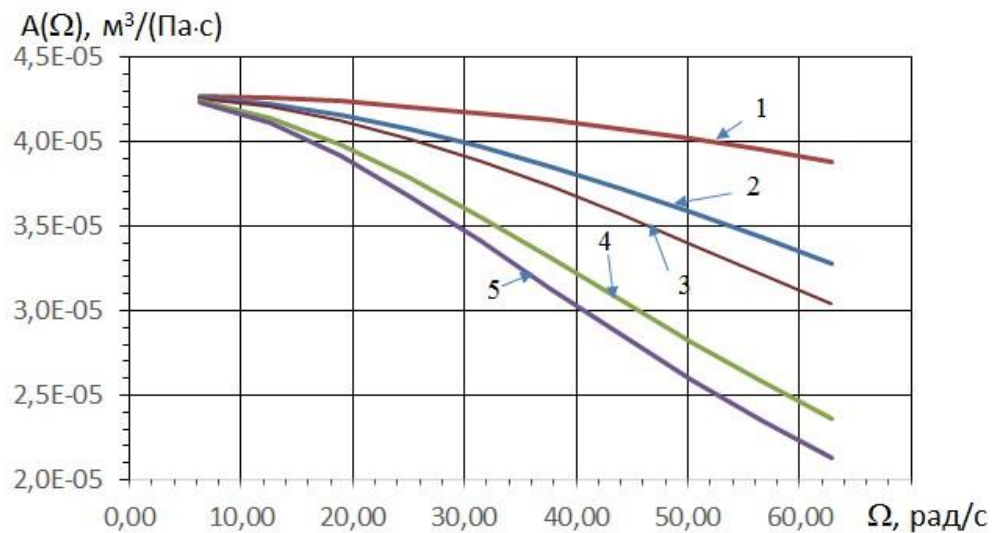


Рисунок 2.5 - Амплітудно-частотна характеристика ланцюга при зміні маси m_l робочої рідини в трубопроводах: 1 - $m_l = 1$ кг; 2 - $m_l = 3$ кг; 3 - $m_l = 4$ кг; 4 - $m_l = 8$ кг; 5 - $m_l = 10$ кг

З отриманих АЧХ виходить, що з ростом приросту частоти коливань тиску в масляному контурі приріст об'ємної витрати зменшується незалежно від тертя сегментів. Зі збільшенням маси робочої рідини в замкнутому контурі більше 4 кг амплітуда тиску істотно знижується, тому довжина сполучних шлангів має бути не більше 6 м. У зв'язку з цим робоча зона частот повинна знаходитися в межах від 1 до 10 Гц.

2.3 Математична модель кінематики приводу сегментно-пальцевої косарки з довжиною шатуна, що змінюється, для точки з'єднання шатуна і ножа

Зв'язок φ, α, β витікає з схеми сил (рис. 2.6)

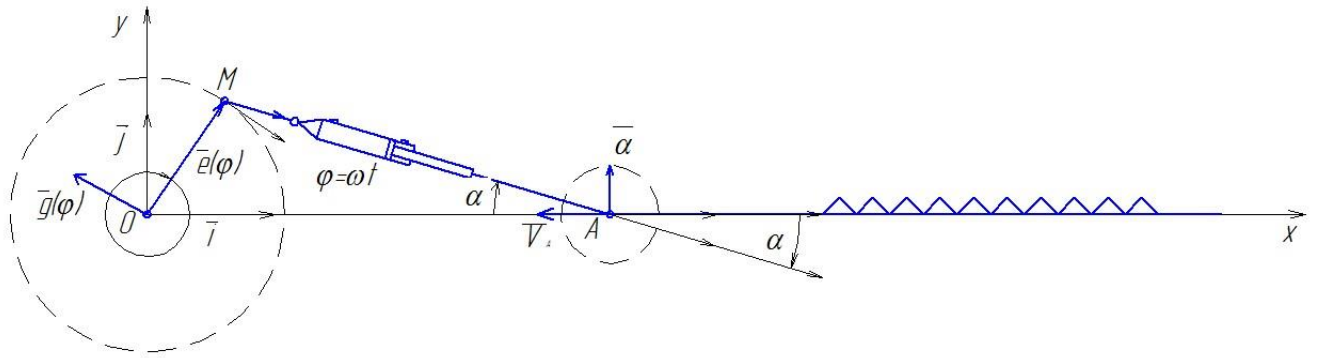


Рисунок 2.6 - Схема сил в кривошипно-шатунному механізмі з довжиною шатуна, що змінюється, для другого варіанту

Позначення і початкові умови до схеми (рис. 2.6) [13]:

- 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 через одиничний вектор \vec{i} :

$$\vec{V}_A = v_A \vec{i} \quad (2.24)$$

Схема, приведена на рис. 2.6, відповідає руху ножа в негативну частину осі OX і тому $v_A < 0$, коли $0 < \varphi < \pi$; $v_A > 0$, коли $\pi < \varphi < 2\pi$.

З урахуванням знаків φ і α з ΔOMA знаходимо зв'язок.

$$\begin{aligned} \frac{b}{\sin(\varphi)} &= -\frac{\alpha}{\sin(\alpha)} \Leftrightarrow b \sin(\alpha) = -\alpha \sin(\varphi), \\ \vec{OA} &= x_A \vec{i} = \vec{OM} + \vec{MA} = a \vec{e}(\varphi) + b \vec{e}(\alpha) = \\ &= (a \cos(\varphi) + b \cos(\alpha)) \vec{i} + (a \sin(\varphi) + b \sin(\alpha)) \vec{j}. \end{aligned} \quad (2.25)$$

Умова (2.25) рівносильно умові $OA \perp x_A i$

$$x_A = a \cos(\varphi) + b \cos(\alpha) \quad (2.26)$$

Звідси знаходимо значення лінійної швидкості в точці А:

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

Замінивши $b\sin(a)$ на $-a\sin(\varphi)$, отримуємо

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

$$\dot{\alpha} = \frac{d\alpha}{d\varphi} \omega, \quad \dot{b} = \frac{db}{d\varphi} \omega.$$

Тому

$$v_A = a\omega \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} - 1 \right) \sin(\varphi) + \omega \frac{db}{d\varphi} \cos(\alpha) \quad v_A = a\omega \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} - 1 \right) \sin(\varphi) + \omega \frac{db}{d\varphi} \cos(\alpha) \quad (2.27)$$

Оскільки $b = 10a$, при зміні $\varphi \approx \omega t$ в проміжку $[0, 2\pi]$, \square залишається гострим і тому:

$$\cos(\alpha) = \sqrt{1 - \frac{a^2}{b^2} \sin^2(\varphi)} = \frac{1}{b} \sqrt{b^2 - a^2 \sin^2(\varphi)} \quad (2.28)$$

і в деяких випадках можна грубо вважати $\cos(a)=1$.

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

$$b = b_0 + \frac{0,005(\varphi - 2,83)}{\pi - 2,83} = b_0 + \Delta b = b_0 + \frac{l_0(\varphi - \varphi_1)}{\varphi_0 - \varphi_1} \quad (2.29)$$

і $|\Delta b| \leq 0,001$ в деяких випадках

$$b \approx b_0 = 0,75 \quad (2.30)$$

Враховуючи співвідношення між a , b у формулі (2.30), можна узяти основний доданок і вважати

$$v_A = a\omega \left(\frac{d\alpha}{d\varphi} - 1 \right) \sin(\varphi) + \omega \frac{db}{d\varphi} \cos(\alpha) \quad (2.31)$$

Вважаючи $a = 0,075$, $b_0 = 0,75$, $\omega \approx 80$, знайдемо в (2.32) :

$$v_A \approx -b \sin(\varphi)(1 + 0,1 \cos(\varphi)) = -b \sin(\varphi) - 0,3 \sin(2\varphi) \quad (2.32)$$

На рис. 2.18 наводиться графік приросту довжини шатуна :

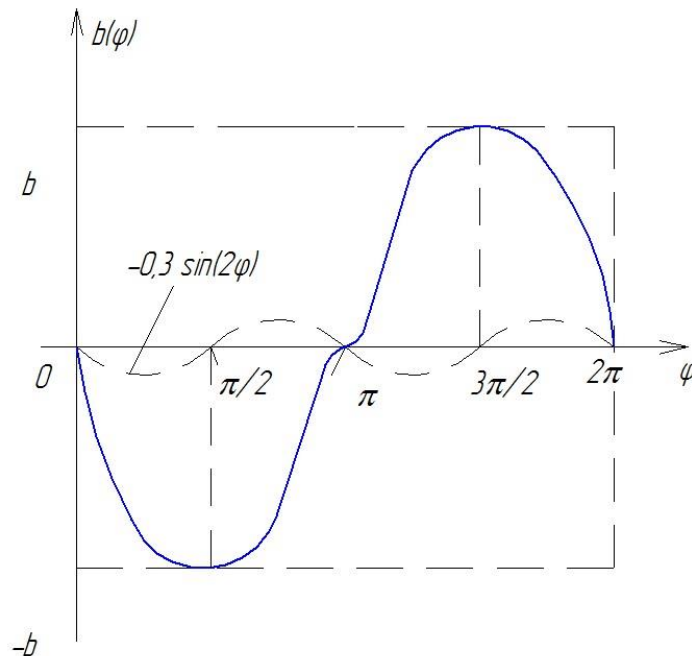


Рисунок 2.7 - Графік приросту довжини шатуна, побудований за виразом (2.32)

Складніше врахувати вплив гідроудара на проміжку $[\varphi_1, \varphi_2]$, $\varphi_0 = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}$

Для цього потрібно вибрати $\Delta b = f(\varphi)$ на $[\varphi_1, \varphi_2]$.

Вибравши гладку функцію на $[\varphi_1, \varphi_2]$ приріст шатуна

$$\Delta b = \frac{l_0}{2} \left(1 + \cos \frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_1 - \varphi_0} \right) \quad (2.33)$$

оскільки, $b = b_0 + \Delta b$ то

$$\begin{aligned}
 &\text{На ділянці} \quad [\varphi_1, \varphi_2], \quad \varphi_0 = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}, \quad \frac{db}{d\varphi} = -\frac{l_0 \pi}{2(\varphi_0 - \varphi_2)} \sin\left(\frac{\pi(\varphi - \varphi_0)}{\varphi_0 - \varphi_2}\right) \\
 &\text{Поза ділянкою} \quad [\varphi_1, \varphi_2], \quad \Delta b = 0, \quad \frac{db}{d\varphi} = 0
 \end{aligned}
 \tag{2.34}$$

де l_0 - амплітуда вильоту шатуна, м; φ_0 - величина кута повороту кривошипа у момент максимального значення швидкості при вильоті шатуна, рад; φ_1 - величина кута повороту кривошипа у момент початку вильоту шатуна, рад; φ_2 - величина кута повороту кривошипа у момент вильоту шатуна, рад.

Приріст довжини шатуна, отриманий за виразом (2.34) наведено на рис. 2.19.

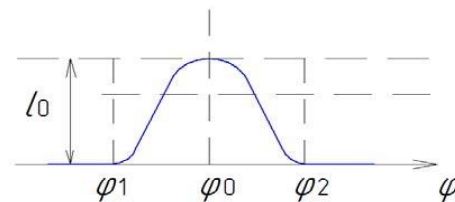


Рисунок 2.19 - Приріст довжини шатуна, отриманий за виразом (2.34)

$$\varphi = \varphi_1 = 2,8 \Rightarrow \Delta v_A \approx 2 \sin(3)(1 + 0,45 \sin^2(2,8)) \approx 0,2$$

При близько до максимального значення.

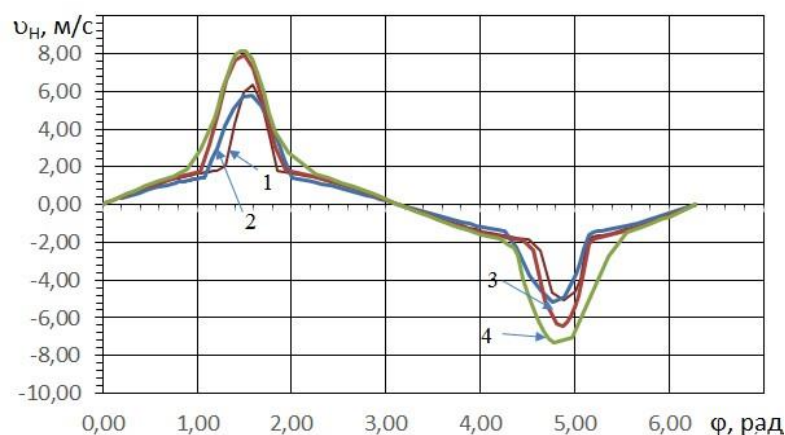


Рисунок 2.20 - Графіки швидкості різання, отримане при моделюванні на різних оборотах : 1 - $n = 284 \text{ хв}^{-1}$; 2 - $n = 335 \text{ хв}^{-1}$; 3 - $n = 355 \text{ хв}^{-1}$; 4 - $n = 382 \text{ хв}^{-1}$

В результаті теоретичних досліджень встановлено:

- прогнозувати швидкість переміщення ножа і зусилля в кривошипно-ползунном механізмі зі зміною довжини шатуна можна при апроксимації додаткового приросту шатуна трикутною функцією, гладкою функцією з розривами і безперервною гладкою функцією;
- для практичних розрахунків з достатньою мірою точності швидкість переміщення ножа і зусилля в кривошипно-повзунковому механізмі зі зміною довжини шатуна можна використати наближені вирази для другого варіанту (випадок апроксимації приросту довжини шатуна гладкою функцією).

3 МЕТОДИКИ ТА РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Методика визначення ефективності роботи сегментно-пальцевої косилки

Працездатність сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 з довжиною шатуна, що змінюється, перевіряється в наступній послідовності: запускається масляний контур включенням електроприводу шестерного насоса і виводиться тиск робочої рідини в контурі, рівне 0,8 МПа; слідом за масляним контуром включається компресор і контролюється тиск стислого повітря в ресівері на рівні 0,6 МПа; по готовності масляного і повітря контурів включається основний привід і 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 і швидкості переміщення ножа. Мінімальна частота обертання валу основного приводу, при якій середня швидкість ножа дорівнює $2,1 \text{ м/с}$, складає 260 хв^{-1} . Для наочності на рис. 3.1 приведені залежності швидкості різання від оборотів валу основного приводу в звичайному режимі.

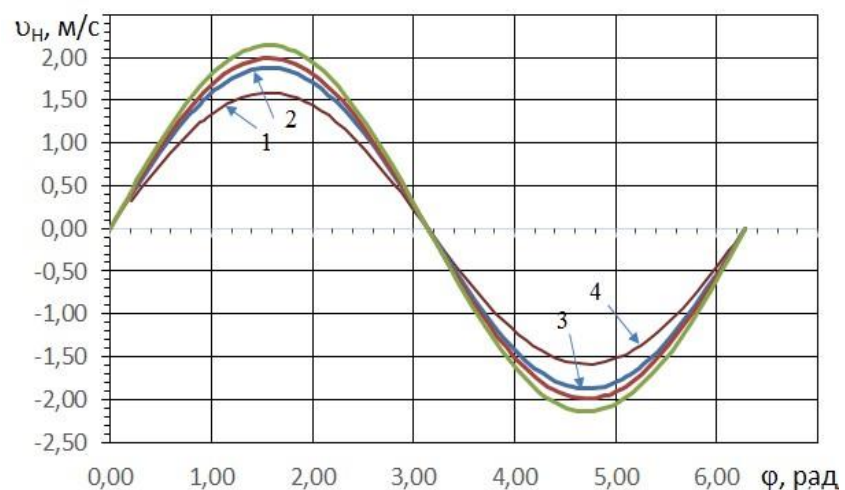


Рисунок 3.1 - Графіки залежності швидкості різання від оборотів валу основного приводу : 1 - $n = 284 \text{ хв}^{-1}$; 2 - $n = 335 \text{ хв}^{-1}$; 3 - $n = 355 \text{ хв}^{-1}$; 4 - $n = 382 \text{ хв}^{-1}$

Після перевірки працездатності модернізованої сегментнопальцевої косарки в звичайному режимі перевіряється її працездатність в режимі довжини шатуна, що змінюється. Для цього масляний і повітря контури за допомогою відповідних вентилів підключається до гідроциліндра при заздалегідь встановленому положенні приводу ударного клапана і за допомогою перетворювача частоти встановлюються мінімальні частоти приводу, що відповідають амплітуді швидкості різання, рівної 2,1 м/с. Далі, використовуючи увесь діапазон частот обертання валу основного приводу, будують експериментальні залежності швидкості різання від частоти обертання валу основного приводу. За допомогою обмежувачів ходу поршня гідроциліндра і ширини зони роботи гідроприводу $\varphi_1 - \varphi_2$ (по куту установки приводу ударного клапана) підбирається раціональний режим роботи приводу ножа, що відповідає найбільшій швидкості початку і кінця різання при різному початковому тиску робочої рідини. Експериментальні залежності швидкості різання в запропонованому режимі приведені на рис. 3.2, 3.3.

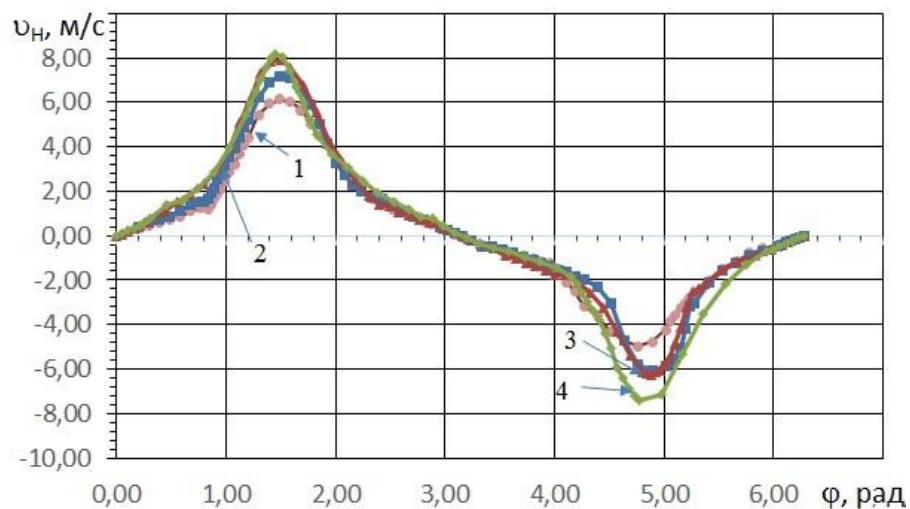


Рисунок 3.2 - Графік залежності швидкості різання осей оборотів валу основного приводу при тиску в масляному контурі, рівному 0,8 МПа : 1 - $n = 284 \text{ хв}^{-1}$; 2 - $n = 335 \text{ хв}^{-1}$; 3 - $n = 355 \text{ хв}^{-1}$; 4 - $n = 382 \text{ хв}^{-1}$

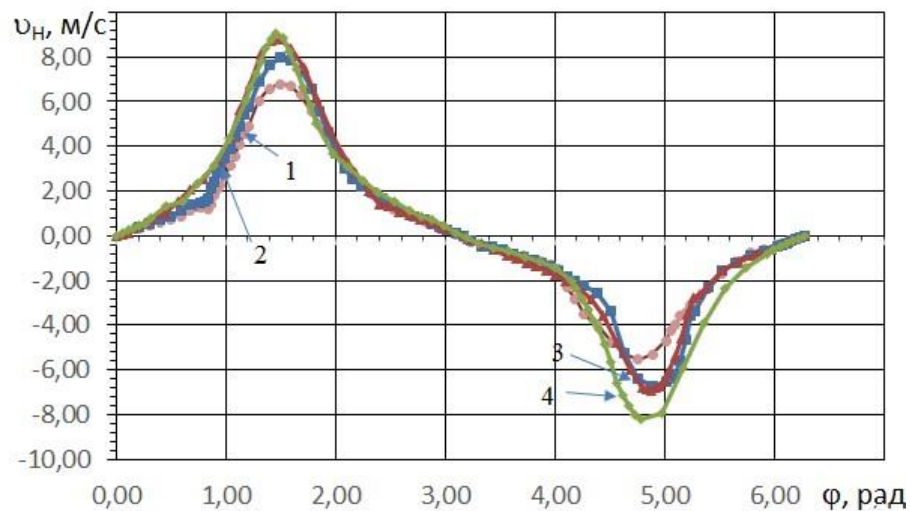


Рисунок 3.3 - Графіки залежності швидкості різання від оборотів валу основного приводу при тиску в масляному контурі, рівному 0,10 МПа: 1 - $n = 284 \text{ хв}^{-1}$; 2 - $n = 335 \text{ хв}^{-1}$; 3 - $n = 355 \text{ хв}^{-1}$; 4 - $n = 382 \text{ хв}^{-1}$

3.2 Методика оцінки енерговитрат СГА при косінні трав

Енерговитрати СГА при косінні трав включають витрати потужності двигуна МЕЗ на механічні втрати в двигуні, трансмісії і приводі косарки, а також на покриття реактивної потужності [14]. Механічні втрати двигуна, трансмісії і робочої машини (косарки) прийнято оцінювати за величиною активного опору - відповідно r_q , r_m , r_M [6]. Реактивні втрати потужності враховуються при навантаженні, що змінюється. Стосовно СГА для скошування трав реактивна потужність істотно мінятиметься тільки в приводі косарки, і її можна враховувати залежно від прискорення і \dot{v}_H маси m_M рухливих частин косарки [6, 17].

Активні опори робочої машини r_{pm} , визначаються при характерних швидкостях руху агрегату і стані травостою, а також різального апарату, тобто включають дві складові:

$$r_{pm} = r_{pt} + r_{pa} \quad (3.1)$$

де r_{pm} - активний опір різанню трави при характерних швидкостях руху агрегату і стані травостоя, Н×с/м; r_{pa} - активний опір різального апарату косарки, Н×с/м.

Для конкретних косарок у виразі (3.1) мінятиметься тільки другий доданок (r_{pa}), яке можна легко визначити в стендових умовах. Таким чином, для конкретної косилки величина активного опору:

$$r'_m = r'_{pt} + r'_{pa} \quad (3.2)$$

Активний опір МЕЗ також включає дві складові [71]:

$$r'_{мэ} = r'_{дв} + r'_{тр} \quad (3.3)$$

де $r_{дв}$ - активний опір механічних втрат ДВС, Н×м×с/рад; $r_{тр}$ - активний опір трансмісії, Н×м×с/рад.

Активний опір трансмісії на практиці приймається в частці від активного опору двигуна (15 ÷ 20 %).

Оскільки опір робочої машини і МЕЗ відноситься до різних механічних підсистем (перша поступальна і друга обертальна), то витрати потужності на привід доцільно розглядати окремо.

Миттєву потужність (Вт) на привід косарки можна розраховувати по формулі

$$n_{pm} = (\dot{v}_n m_m + r_{pm} v_n) v_n \quad (3.4)$$

де v_n - швидкість ножа косарки м/с, \dot{v}_n - прискорення ножа косарки, м/с²; m_m - маса рухливих частин косарки, кг

Оскільки сегментно-пальцьові косарки мають характерні періоди роботи (по ходу ножа), то оцінювати витрати потужності на привід доцільно по усередненій потужності за ½ періоду [25]:

$$N_{pm} = \frac{\sum n_{pm}[i]}{\sum i} \quad (3.5)$$

де i - номер відліку при контролі.

Миттєва потужність МЕЗ

$$n_{\text{мз}} = (1,15 \div 1,2)(r_{\text{дв}} \omega_{\text{д}} + J \dot{\omega}_{\text{д}}) \quad (3.6)$$

де $\omega_{\text{д}}$ - кутова швидкість обертання валу ДВС, рад/с; $\dot{\omega}_{\text{д}}$ - прискорення валу ДВС при зміні режимів, рад/с²; J - момент інерції мас, що обертаються, кг×м/с.

Усереднена потужність МЕЗ за половину періоду роботи косарки

$$N_{\text{мз}} = \frac{\sum n_{\text{мз}}[i]}{\sum i} \quad (3.7)$$

Для режиму роботи, що встановився, ДВС МЕЗ оцінку енерговитрат можна з достатньою мірою точності визначити по миттєвій потужності виходячи з вираження (3.6), тобто

$$\bar{N}_{\text{мз}} = \bar{n}_{\text{мз}} = (1,15 \div 1,2)r_{\text{дв}} \omega_{\text{д}} \quad (3.8)$$

Загальна потужність на виконання технологічної операції СГА на базі сегментно-пальцевої косарки за половину періоду роботи складає:

$$W_{\Sigma} = (N_{\text{рм}} + \bar{N}_{\text{мз}})\tau \quad (3.9)$$

Загальна величина енерговитрат СГА на виконання технологічної операції по скошуванню трав оцінюватиметься за виразом

$$W = (N_{\text{рм}} + \bar{N}_{\text{мз}})\tau \quad (3.10)$$

де τ - час роботи СГА, с.

На графіках (рис. 3.4, 3.5) показані розрахункові залежності потужності від частоти обертання ВВП для експериментального і базового режимів стосовно конкретної швидкості руху СГА (3, 5, 7, 9, 12 км/год). Базовий режим приймався по рівності швидкостей на початку і кінці періоду різання. Як видно з приведених графіків, зі збільшенням швидкості руху агрегату енерговитрати збільшуються на 25 % для експериментального і на 65 % для базового режимів.

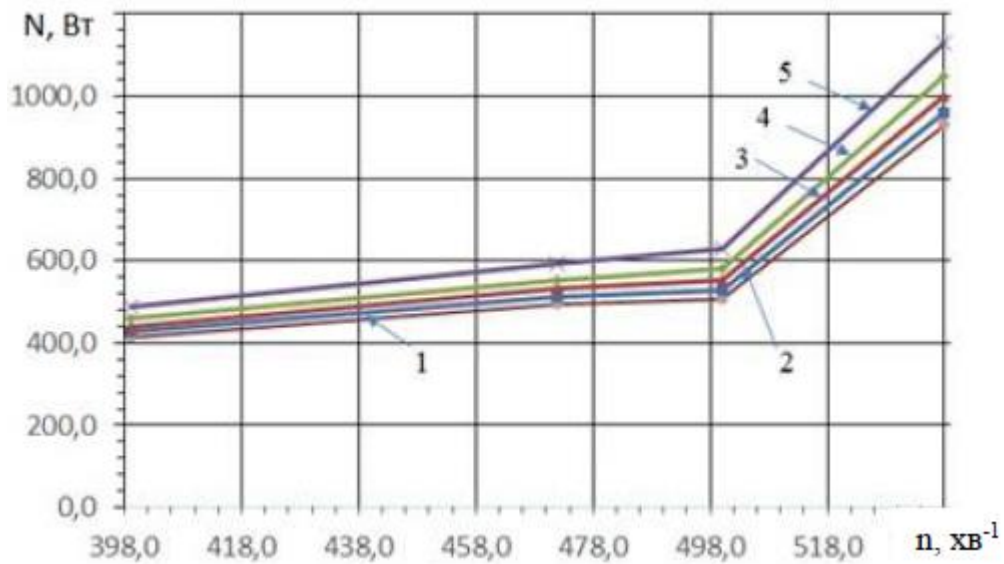


Рисунок 3.4 - Залежність усередненої потужності косарки КС- 2,1 з циклічною зміною довжини шатуна від частоти обертання приводного валу : 1 - при $V_m = 3$ км/год; 2 - при $V_m = 5$ км/год; 3 - при $V_m = 7$ км/год; 4 - при $V_m = 9$ км/год; 5 - при $V_m = 12$ км/год

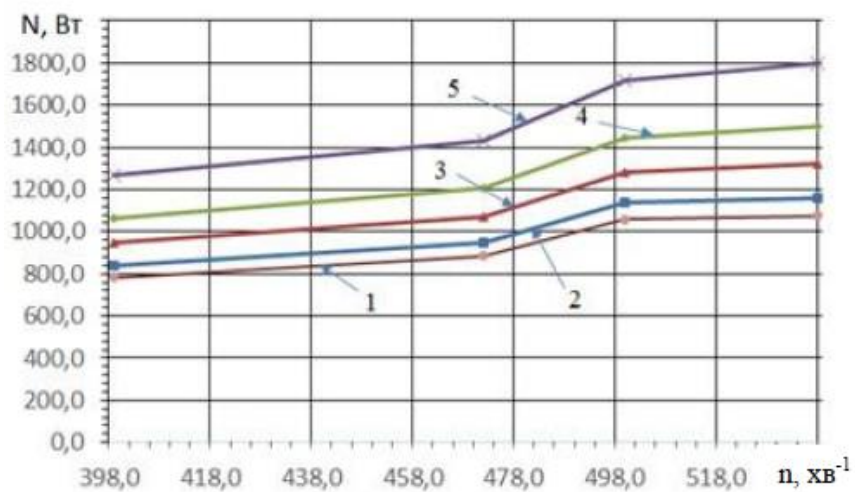


Рисунок 3.5 - Залежність усередненої потужності штатної косарки КС- 2,1 від частоти обертання приводного валу : 1 - при $V_m = 3$ км/год; 2 - при $V_m = 5$ км/год; 3 - при $V_m = 7$ км/год; 4 - при $V_m = 9$ км/год; 5 - при $V_m = 12$ км/год

3.2 Розробка схеми експериментальної установки сегментно-пальцевої косарки з змінною довжиною шатуна

В результаті проведених теоретичних досліджень була створена схема установки, що дозволила вивчити параметри модернізованої косарки та визначити основні технічні характеристики ударного вузла і технологічну схему його підключення [1].

Схема установки модернізованої сегментно-пальцевої косарки КС- 2,1 приведена на рис. 3.6.

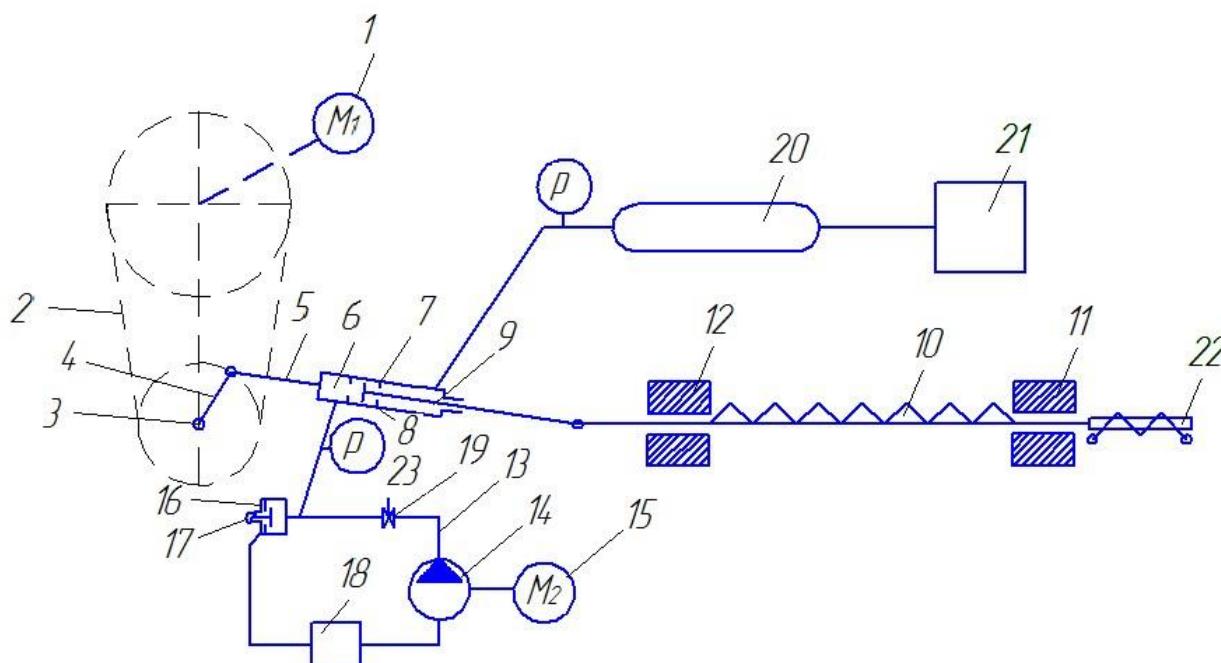


Рисунок 3.6 - Схема установки випробування модернізованої косарки КС- 2,1

Основний привід косарки здійснюється від асинхронного електродвигуна з частотним управлінням 1. Далі рух передається через клиноременну передачу 2 приводному валу 3. При обертанні приводного валу 3 рух передається кривошипу 4, від нього складеному шатуну 5, жорстко пов'язаному з каркасом гідроциліндра 6, і далі через упори 7 поршню 8, від якого через шток гідроциліндра 9 ножа, який переміщається в опорах 11, 12. Додатковий імпульс сили створюється за рахунок періодичного підвищення

тиску робочої рідини в замкнутому контурі 13, заздалегідь забезпечивши циркуляцію робочої рідини шестерним насосом 14, приведеним в роботу асинхронним двигуном з частотним управлінням 15 залежно від положення ударного клапана 16, кулачок 17 якого пов'язаний з приводним валом 3. Закриття ударного клапана 16 здійснюється у момент часу коли ніж 10 починає рух управо.

При знаходженні кривошипа 4 у вертикальному положенні ударний 16 відкритий і робочої рідини з бака 18 під дією шестерного насоса 14 через регульований клапан 19 і ударний клапан 16 по замкнутому контуру зливається назад у бак 18. При повороті кривошипа 4 на певний кут шток ударного клапана 16 зіскакує в проріз кулачка і клапан різко закривається, що призводить до генерування гідравлічного удару, зворотна хвиля тиску якого впливатиме на поршень 8 який під дією тиску стислого повітря від ресівера 20 знаходиться в у край лівому положенні і він здійснює прискорений рух управо, примушуючи прискорено рухатися ніж 10 через шток 9. Переміщення поршня здійснюється між упорами 7, при збільшенні відстані між якими змінюється амплітуда швидкості ножа. Синхронізація додаткового імпульсу швидкості ножа за рахунок різкого зростання тиску робочої рідини при гідроударі регулюється положенням ударного клапана 16 відносно приводного валу 3. Тиск в ресівері 20 підтримується на рівні 0,6 МПа компресором 21. При подальшому повороті приводного валу на 180 °С ніж 10 рухається у зворотний бік з прискоренням під дією стислого повітря.

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

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 4 якого звернений до ножа 5 до гідроциліндра 4 через штуцер 6 підводиться робоча рідина, а через штуцер 7 підводиться стисле повітря. У початковий момент під дією стислого повітря

шток 4 гідроциліндри 3 знаходиться в стислому стані. При роботі косарки, створюються пульсації робочої рідини, що підводиться до штуцера 6 за допомогою ударного вузла 8 і шток 4 висувається від 5 до 15 мм залежно від початкового тиску робочої рідини в магістралі. Робота ударного вузла 8 синхронізована з положенням ножа за рахунок його жорсткого з'єднання і може регулюватися в межах 90 градусів [20].

4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОЇ КОСАРКИ З ГІДРОМЕХАНІЧНИМ ПРИВОДОМ НОЖА

В результаті проведених теоретичних і експериментальних досліджень запропоновані спосіб і технічне рішення, що збільшує швидкість різання сегментно-пальцевої косарки, у вигляді періодичного приросту довжини шатуна за рахунок генерування коливань тиску робочої рідини в замкнутому контурі. Це рішення дозволяє раціональніше використати потужності двигуна МЕЗ і косарки, що у результаті істотно знижує енерговитрати сільськогосподарського агрегату.

Модернізація сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 за рахунок устаткування додаткового замкнутого гідравлічного контура з перериванням потоку робочої рідини в нім і врізання штатний шатун гідроциліндра відрізняється простотою конструкції і не вимагає вкладення великих грошових коштів. При цьому ефект від модернізації забезпечується за рахунок зниження величини енерговитрат при переході на часткові режими роботи руху МЕЗ [24].

Економічний ефект від зниження експлуатаційних витрат при роботі модернізованої косарки КС-2,1 у складі агрегату з трактором класу 1,4 визначається по формулі [21, 24]:

$$E_e = (Z_1 - Z_2) B_2 \quad (4.1)$$

де E_e - економічний ефект від впровадження гідроприводу, грн.;

Z_1 і Z_2 - приведені витрати для базового і нового варіантів, грн./га;

B_2 - річний об'єм робіт, га.

Приведені витрати визначаються по формулі:

$$Z_{1,2} = Z_{експ} + H_n \quad (4.2)$$

де $Z_{експ}$ - експлуатаційні витрати, грн./га;

H_n - нормативний прибуток від капітальних вкладень, грн./га.

Експлуатаційні витрати на обслуговування сільськогосподарської техніки залежать від її завантаженості і включають амортизаційні відрахування, витрати на технічне обслуговування, поточний ремонт устаткування, оплату праці обслуговуючого персоналу і топливомастильні матеріали [21, 24].

$$Z_{\text{експ}} + Z_a + Z_{\text{то}} + Z_{\text{тсм}} + Z_{\text{кр}} + Z_o \quad (4.3)$$

Відрахування на амортизацію визначаються по формулі:

$$Z_a = 0,01 \frac{BH_{\text{ам}}}{T_{\text{год}} W_{\tau}} \quad (4.4)$$

де Z_a - амортизаційні відрахування, грн./га;

B - балансова вартість машини, грн.;

$H_{\text{ам}}$ - норма амортизаційних відрахувань (для косарок $H_{\text{ам}} = 20 \%$);

$T_{\text{год}}$ - річне завантаження машини ($T_{\text{год}} = 480$ год);

W_{τ} - продуктивність машини, га/год.

Продуктивність кормозбирального СГА знаходиться з виразом:

$$W_{\tau} = \vartheta L_{\text{кос}} \tau \quad (4.5)$$

де ϑ - поступальна швидкість косарки, км/год;

$L_{\text{кос}}$ - ширина захоплення косарки, м;

τ - коефіцієнт використання часу зміни.

Коефіцієнт використання часу зміни можна визначити за виразом:

$$\tau = \frac{T_{\text{см}}}{T_{\text{см}} + T_{\text{то}} + T_{\text{н}} + T_o + T_x} \quad (4.6)$$

де $T_{\text{см}} = 8$ год - час зміни;

$T_{\text{то}}$ - час технічного обслуговування, год;

$T_{\text{н}}$ - час простою із-за технічних неполадок, год;

T_e - тривалість зупинок з технологічних причин, год;

T_x - час на повороти і неodrужені заїзди, год.

Витрати на технічне обслуговування і ремонт залежить від нормативу для конкретних технологічних машин

$$Z_{\text{то}} = 0,01 \frac{B H_{\text{то}}}{T_{\text{год}} W_{\text{г}}} \quad (4.7)$$

де $Z_{\text{то}}$ - витрати на технічне обслуговування, рн./га;

$H_{\text{то}}$ - норматив витрат на ТЕ і ремонт (для косарок $H_{\text{то}} = 14 \%$);

$T_{\text{год}}$ - річне завантаження машини, год.

Витрати засобів на топливо-мастильні матеріали залежать від режимів роботи двигуна СГА

$$Z_{\text{тсм}} = \frac{Wq \tau C_{\text{тсм}}}{W_{\text{г}}} \quad (4.8)$$

де $Z_{\text{тсм}}$ - витрати на топливо-мастильні матеріали, грн./га;

N - потужність агрегату на швидкості близько 12 км/год, кВт;

q - питома витрата палива, кг/кВт год;

$C_{\text{тсм}}$ - ціна топливо-мастильних матеріалів ($C_{\text{тсм}} = 45$ грн./кг).

Витрати на зберігання техніки $Z_{\text{хр}}$ для порівнюваних варіантів можна виключити, оскільки вони співпадають.

Величину оплати праці обслуговуючого персоналу можна визначити по формулі

$$Z_o = \frac{C_{\text{тар}} L_{\text{м}}}{W_{\text{г}}} \quad (4.9)$$

де Z_o - оплата праці співробітників, грн./га;

$C_{\text{тар}} = 25$ грн./год - тарифна ставка за виконану роботу;

$L_{\text{м}} = 1$ - число співробітників.

Нормативний прибуток від додаткових капітальних вкладень знаходиться з вираження:

$$Hn = E_n K_y \quad (4.10)$$

де E_n - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень, приймаємо $E_n = 0,2$; K_y - питомі капітальні вкладення, грн./га.

Питомо величину капітальних вкладень визначаємо по формулі

$$K_y = \frac{B}{T_{\text{год}} W_{\text{г}}} \quad (4.11)$$

Розрахунок економічної ефективності від застосування СГА на базі модернізованої сегментно-пальцевої косарки

Визначимо продуктивність W_{τ} базового і нового агрегатів. Для цього вичислимо коефіцієнт використання часу зміни (таблиця. 4.1).

Таблиця 4.1 - Початкові дані для розрахунку економічної ефективності

Показник	Базовий варіант	Новий варіант
$T_{см}, \text{ год}$	8	8
$T_{то}, \text{ год}$	0,50	0,55
$T_n, \text{ год}$	0,40	0,40
$T_x, \text{ год}$	0,45	0,30
$T_e, \text{ год}$	2	2
$\tau \text{ год}$	0,70	0,71

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

$$W_{\tau 1} = 12 \cdot 10^{-3} \times 2,1 \times 0,70 \times 10^4 = 1,78 \text{ га/год};$$

$$W_{\tau 2} = 12 \cdot 10^{-3} \times 2,1 \times 0,71 \times 10^4 = 1,79 \text{ га/год}.$$

Далі визначаються амортизаційні відрахування на експлуатацію кормозбирального агрегату (ЗА). Приймавши до уваги, що базовий варіант сегментно- пальцевої косарки КС- 2,1 має балансову вартість в розмірі 35 тис.грн. (Б), а її модернізація припускає демонтаж штатного шатуна з можливістю його подальшого використання в якості запасних частин та обладнання гідроприводу, балансова вартість косарки з гідроприводом складає 45 тис.грн.

Тоді

$$Z_{аб} = 0,01 \frac{35\,000 \cdot 20}{820 \cdot 1,78} = 4,81 \text{ грн./га,}$$

$$Z_{аб} = 0,01 \frac{45\,000 \cdot 20}{820 \cdot 1,79} = 6,13 \text{ грн./га.}$$

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

$$Z_{тоб} = 0,01 \frac{35\,000 \cdot 14}{820 \cdot 1,78} = 3,36 \text{ грн./га,}$$

$$Z_{тон} = 0,01 \frac{45\,000 \cdot 14}{820 \cdot 1,79} = 4,29 \text{ грн./га.}$$

Витрати на топливо-мастильні матеріали модернізованої косарки будуть ($Z_{тсм}$)

$$Z_{тсмб} = \frac{24,4 \cdot 0,226 \cdot 0,70 \cdot 45}{1,78} = 98,64 \text{ грн./га,}$$

$$Z_{тсмн} = \frac{12,5 \cdot 0,234 \cdot 0,71 \cdot 45}{1,79} = 52,24 \text{ грн./га.}$$

Далі визначається величина оплати праці механізаторів (Z_o)

$$Z_{об} = \frac{50 \cdot 1}{1,78} = 28,15 \text{ грн./га}$$

$$Z_{он} = \frac{50 \cdot 1}{1,79} = 27,90 \text{ грн./га.}$$

Нормативний прибуток від капітальних вкладень (H_n), визначимо через питомі капіталовкладення:

$$K_{уб} = \frac{35\,000}{820 \cdot 1,78} = 24,03 \text{ грн./га,}$$

$$K_{ун} = \frac{45\,000}{820 \cdot 1,79} = 30,62 \text{ грн./га.}$$

Тоді

$$H_{пб} = 0,2 \cdot 24,03 = 4,81 \text{ грн./га,}$$

$$H_{пн} = 0,2 \cdot 30,62 = 6,13 \text{ грн./га.}$$

Результати розрахунку експлуатаційних витрат, нормативного прибутку і економічного ефекту при роботі кормозбирального агрегату приведені в таблицю. 4.2.

Таблиця 4.2 - Результати розрахунку величини економічного ефекту

Види витрат, грн./га	Базовий варіант	Новий варіант
Витрати на амортизацію Z_a	4,81	6,13
Витрати на ТО і ремонт $Z_{то}$	3,36	4,29
Витрати на ТСМ $Z_{тсм}$	98,64	52,24
Витрати на оплату праці механізаторів Z_o	28,15	27,90
Всього експлуатаційних затрат $Z_{експ}$	134,96	90,55
Питомі капітальні вкладення K_y	24,03	30,62
Нормативний прибуток H_n	4,81	6,13
Приведені витрати Z	139,77	96,67
Річний економічний ефект E , грн.	11161,79	

Впровадження СГА у складі сегментно-пальцевої косарки КС- 2,1 з довжиною шатуна, що змінюється, і МЕЗ тягового класу 1,4 тони при косінні трав в кормовиробництві дозволить отримати економічний ефект у розмірі 11161 грн. на один агрегат в рік.

ВИСНОВКИ

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

2. Запропоновані спосіб і схемне рішення приводу ножа сегментно-пальцевої косарки КС- 2,1 з приростом довжини гідророзсувного шатуна за рахунок використання гідродинамічних сил при різкому перериванні руху потоку робочої рідини в замкнутому контурі, що дозволяє збільшити швидкість різання і понизити питомі енерговитрати в два рази і більше при зниженні частоти обертання приводу на 50 %, а також обмежити інерційні складові зусиль за рахунок використання податливості повітря в гідророзсувному шатуні.

3. Запропонована математична модель приросту довжини шатуна при різних коливаннях тиску робочої рідини в замкнутому гідравлічному контурі у вигляді енергетичного ланцюга, що включає три ланки, що дозволяють враховувати втрати на тертя в трубопроводах гідросистеми, масу робочої рідини в трубопроводах, а також податливість, гідравлічного і механічного ланок. Модель дозволяє прогнозувати амплітуду приросту довжини шатуна залежно від початкового тиску робочої рідини в замкнутому контурі і параметрів ланок. Встановлено, що з ростом приросту частоти коливань тиску в масляному контурі приріст об'ємної витрати зменшується. У зв'язку з цим робоча зона частот повинна знаходитися в межах від 1 до 10 Гц.

4. Розроблена методика оцінки питомих енерговитрат СГА на половині періоду ходу ножа, що враховує як активні, так і реактивні опори

МЕЗ і сегментно-пальцевої косарки. Оцінка енерговитрат робилася на основних характерних частотах обертання ВВП і швидкості руху агрегату.

5. Впровадження СГА у складі сегментно-пальцевої косарки КС-2,1 з довжиною шатуна, що змінюється, і МЕЗ тягового класу 1,4 тони при косінні трав в кормовиробництві дозволить отримати економічний ефект у розмірі 11161 грн. на один агрегат в рік.

