

УДК 631.352.2

**М. Бабій; А. Бабій, канд. техн. наук.**

*Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя*

## **ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОГО ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ КОСАРКИ**

**Резюме.** На підставі аналізу конструктивних особливостей механізмів, що балансують енергію приводів косарок сегментно-пальцевого типу, наведено раціональну конструкцію такого пристрою. Також виконано порівняльний аналіз енергоефективності його роботи. За розробленою програмою й методикою експериментальних досліджень проведено випробування в польових умовах косарки з енергозберігаючим приводним механізмом, встановлено його раціональні кінематичні та конструктивні параметри.

**Ключові слова:** зрівноважуючий механізм, привод, косарка, сегментно-пальцевий, енергозберігаючий, експериментальні дослідження, кривошип, моментомір, шарнір Гука.

**M. Babiy, A. Babiy**

## **INVESTIGATION OF THE POWER-CONSUMING MOWER DRIVE OPERATION**

**Summary.** The problems of raising operating efficiency of segment-pin mower are analysed. Difficulties, which occur during the operation of such mower drives, have been analysed. The ways to get rid of these problems have been analysed. Additional device of the mower drive has been proposed to be introduced. The parameters of this device are adjusted and it is made of elastic elements. Its structure is presented here. The main device elements are two coiled springs. They are fitted into the bushes and limited by two washers. They are external thread bushes and screwed into the device body. Between two elastic elements piston rod is located. The other end of the rod is attached to the mower knife. The bushes can move in axial direction while rotating in the body of the mower device. It provides the gap between the piston and the elastic elements.

Mathematic model of such drive has been developed in the previous theoretical papers. The graphs of power consumed by the drive are presented here. The comparison of power-efficiency for the basic and improved drives has been carried out. It was necessary to test the obtained effect experimentally. The plan and method of experimental tests have been developed. The aim of experimental investigation was to find the amount of power, consumed by the mower drive. To provide this process special strain measurement device has been developed. The torque meter is the main in it. The signal from the strain measurement device is processed by the numerical system.

Experimental investigations were performed in the field conditions. Weed mowing was in different areas. The experimental data were recorded for both basic and improved drive construction. Statistic processing of the obtained data has been carried out. Coefficients have been found and regression equation for this process has been written. Basing on the obtained equation the respond surfaces have been built, according to which the effective parameters of the drive have been chosen. The criterion for choosing parameters is the drive minimum power consumption under given mower efficiency.

**Key words:** balance mechanism, drive, mower, segment-pin, power efficiency, experimental investigations, crank, torque meter, Hook's joint.

**Постановка проблеми.** У сільськогосподарському виробництві для виконання операції скошування трав використовуються різного типу косарки. Основні вимоги, що ставляться до таких машин, – висока продуктивність, надійність у роботі та мала енергоємність. Як відомо, основу косарок складають різальний апарат та його привод. Саме ці складові потребують додаткового дослідження для підвищення ефективності роботи косарки в цілому. На практиці широкого розповсюдження набули сегментно-пальцеві різальні апарати з кривошипно-шатунним приводом. Разом з позитивними сторонами роботи такого апарата є ряд недоліків, зокрема їх незрівноваженість. Це призводить до підвищеного енергоспоживання та знижує надійність роботи косарки в цілому.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналізуючи праці авторів, для

зрівноваження таких механізмів використовують певні підходи, серед яких використання додаткових мас (противаг), що здатні частково зрівноважувати інерційні сили рухомих мас. Проте їх фіксоване місце розміщення не дозволяє це здійснювати протягом повного оберту кривошипа. Крім того, цей процес зрівноваження має ефект тільки для зовнішнього привода. Навантаження на з'єднувальний шарнір шатуна з ножем залишається незмінним. З цією метою деякі автори [1–4] пропонують зрівноважувати рухомі маси привода і різального апарата з використанням пружних елементів. Провівши аналіз ряду літературних джерел та патентів, можна прийняти рішення поділити навпіл: частина дослідників вважає, що всю кінетичну енергію рухомих мас потрібно «поглинати» пружними елементами, інші доводять, що на пружні елементи потрібно спрямовувати тільки надлишок цієї енергії. Такі пристрої повинні виконувати роль «пружних гальм».

За аналізом графіка навантаження різального апарата, що представлений в роботі [5], бачимо, що надлишок сили інерції залежить від сили різання та сили тертя, які між собою взаємопов'язані й залежать від культури, яка зрізується, швидкості руху машини і т.д. Отже, значення сили інерції, яку повинні акумулювати пружні елементи для різних умов роботи є відмінною. Виходячи з цього, пружні елементи повинні мати регульовані параметри. До них належатиме можливість зміни зазору – часу початку взаємодії спинки ножа з пружним елементом та їх жорсткості.

**Мета роботи.** На основі отриманих теоретичним шляхом ефектів від функціонування додаткового пристрою з регульованими параметрами розробити його фізичну конструкцію, вмонтувати в привод косарки та експериментально перевірити ефективність роботи, яка направлена на зниження енергозатрат на привод сегментно-пальцевого різального апарата.

**Постановка завдання.** Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі:

1. Проаналізувати особливості роботи (навантаження) сегментно-пальцевих різальних апаратів та конструкцій їх приводів.

2. Провести патентний пошук та запропонувати найраціональнішу конструкцію зрівноважуючого механізму та на його основі модифікувати дослідний зразок косарки сегментно-пальцевої.

3. Розробити методику та програму проведення експериментальних досліджень для визначення потужності, яка споживається приводом косарки.

4. Провести комплексні експериментальні дослідження для встановлення раціональних кінематичних режимів роботи косарки при мінімальному енергоспоживанні її приводом.

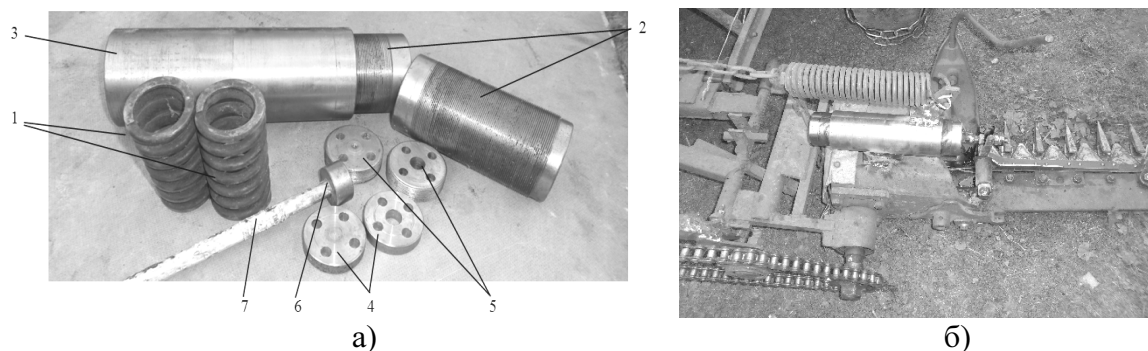
**Результати досліджень.** Виконуючи патентний пошук, виділено ряд конструктивних рішень додаткових пристроїв, що наближено відповідають цим вимогам [6–9]. На основі цього запропоновано конструкцію енергозберігаючого приводного механізму косарки, який містить додатковий пристрій з регульованими параметрами при використанні роботи пружних елементів [10].

За даним принциповим рішенням було розроблено робоче креслення даного пристрою та виготовлено дослідний зразок (рис.1).

Основними елементами пристрою з регульованими параметрами є циліндричні пружини 1 (рис.1а), які знаходяться у втулках 2, які мають внутрішню та зовнішню різьби, що забезпечує їм можливість, наприклад з допомогою зовнішньої різьби, переміщуватися в корпусі 3. Стискування пружин 1 проходить у межах шайб 4, 5 при їх взаємодії з поршнем 6 штока 7, який з'єднаний з п'яткою спинки ножа різального апарата косарки.

Крім того, втулки 2 мають внутрішню різьбу, якою переміщаються шайби 5, встановлюючи певний ступінь стиснення пружин 1, забезпечуючи їм початкову напруженість (силу пружності). Цей параметр можна використовувати для підбору найефективнішої роботи всього привода. А переміщення втулок 2 в зборі (вмонтовані шайби 4, 5 та шток 7 з поршнем 6) у корпусі 3 дозволяє встановлювати необхідний зазор між поршнем 6 і шайбами 4 і є тим регульованим зазором або параметром, що характеризує

момент початку (кінця) роботи пружного елемента (пружин) 1. Як бачимо з конструкції, що кожен з наведених параметрів можна змінювати незалежно один від одного, тобто отримувати різні симетричні чи несиметричні схеми роботи даного пристрою.



**Рисунок 1.** Загальний вигляд деталей (а) та монтаж на косарці (б) розробленого пристрою з регульованими параметрами

**Figure 1.** General appearance of parts (a) and their fixing on the mower (b) of the developed parameters adjusted device

Приводний механізм косарки (рис.1а,б) працює таким чином. Через вал відбору потужності (ВВП) енергозасобу крутний момент передається до ведучої зірочки, далі ланцюговою передачею – до веденої зірочки, що з'єднана з кривошипом. На дослідному зразку косарки використано ланцюгову передачу для передавання крутного моменту з метою унеможливити проковзування такої передачі. Це є важливим моментом при підрахунку дійсної частоти обертання кривошипа, оскільки вказана передача забезпечує стале передаточне відношення між валами. Для типових конструкцій косарок необхідно використовувати пасові передачі як більш м'які та такі, що мають можливість виконувати роль певного запобіжника.

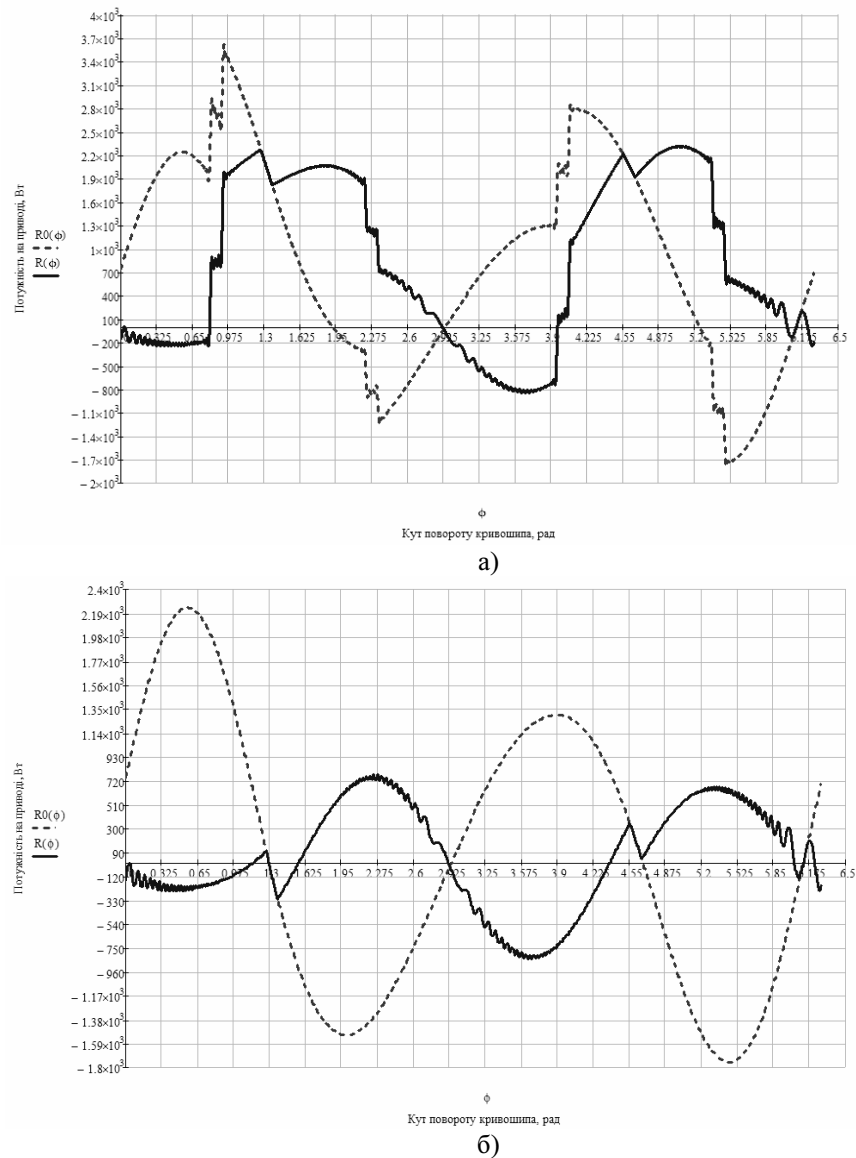
Для виокремлення моменту, який затрачається тільки на привод кривошипа і далі різального апарата, необхідно проводити зняття показів моментоміром при від'єднаному кривошипіві, тобто кінематичний ланцюг має бути у вигляді: вал з ведучою зірочкою, ланцюгова передача та вал привода кривошипа з веденою зірочкою. Серію таких вимірювань потрібно провести на першому етапі досліджень. Причому частоту обертання кривошипа необхідно вибирати в діапазоні можливих для подальшої роботи різального апарата. Отримані значення будуть «нульовим рівнем» при визначенні робочих моментів привода косарки.

Після цього можна переходити до визначення робочих крутних моментів на різних режимах роботи косарки як із використанням додаткових пружних елементів з регульованими параметрами, так і без їх використання.

Даний пристрій нерухомо закріплюється на корпусі косарки і приєднаний до спинки ножа з допомогою важільного механізму (рис.1б).

Розроблена математична модель привода косарки, що містить вказаний додатковий пристрій з регульованими параметрами на основі рівняння Лагранжа 2-го роду, дозволяє аналізувати споживану потужність приводом при різних налаштуваннях та режимах його роботи [3].

На рис.2 наведено порівняльні графіки споживаної потужності приводом протягом одного оберту кривошипа на усталеному режимі роботи при використанні додаткового пристрою з регульованими параметрами та базового приводів. Тут показано суцільною лінією зміну потужності на приводі при спільній роботі з пристроєм, що має регульовані параметри, пунктирною – споживання потужності типовим приводом. Графіки зміни потужності на приводі косарки (рис.2) виконано: а – при питомій роботі різального апарата  $\varepsilon = 200 \text{ (Н} \cdot \text{м) / м}^2$ ; б – на холостому ходу.



**Рисунок 2.** Графіки зміни потужності на приводі косарки

**Figure 2.** Graphs of power change on the mower drive

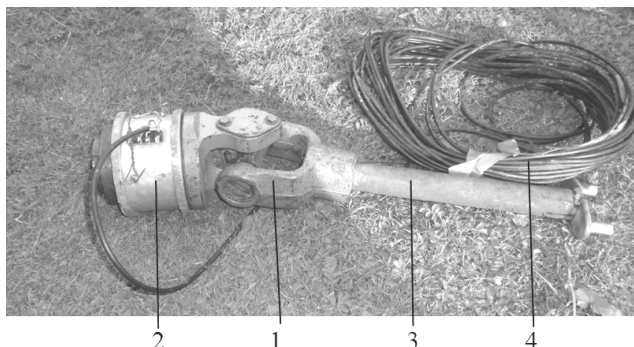
Виконуючи цілу низку таких досліджень, встановлено, що при питомій роботі різального апарата, яка витрачається на зріз рослин з одиниці площі  $\varepsilon = 200 \text{ (Н} \cdot \text{м)}/\text{м}^2$  мінімальне споживання потужності спостерігається при таких раціональних параметрах пристрою: жорсткість першого та другого пружного елементів становить  $k_1 = k_2 = 44850 \text{ Н/м}$ , параметр, що характеризує момент початку (кінця) роботи пружного елемента –  $\delta = 0,0019 \text{ м}$ . Аналізуючи пікові значення потужності, що передається, можна констатувати, що такі значення знижуються на 36% у порівнянні з базовою конструкцією привода. Даний кінематичний режим різального апарата забезпечено при частоті обертання кривошипа  $n_1 = 724 \text{ об/хв.}$ , поступальній швидкості агрегату –  $\mathcal{G}_m = 2,2 \text{ м/с}$  (7,92 км/год.).

Звідси виникає необхідність підтвердити теоретичні розрахунки даними, що отримані в ході проведення експерименту.

При проведенні експериментальних досліджень необхідно встановити крутний момент на приводному валу косарки та фіксувати, при якій кутовій швидкості він передається.

З цією метою було розроблено тензометричний пристрій (моментомір) (рис.3) до

складу якого входить: 1 – шарнір Гука з тензометричною вилкою, на яку наклеюються тензодатчики, що реагують на її деформацію при передаванні крутного моменту; 2 – струмознімач ртутно-амальгамований; 3 – карданний вал з півмуфтою; 4 – кабель з'єднувальний.

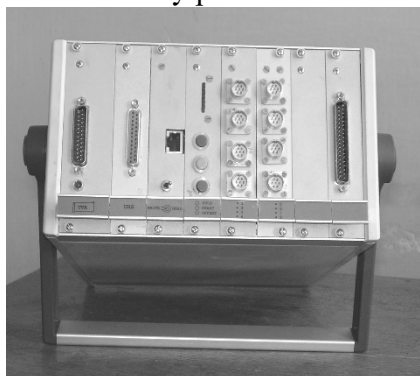


**Рисунок 3.** Основні елементи тензометричного пристрою

**Figure 3.** Main elements of the strain measurement device

Після того визначено робочі крутні моменти на різних режимах роботи косарки як з використанням додаткового пристрою на основі пружних елементів із регульованими параметрами, так і без нього.

Сигнал, утворений моментоміром, фіксувався універсальною реєструючою системою (рис.4) для дослідження динамічного навантаження сільськогосподарських машин. Така система призначена для вимірювання, реєстрації й опрацювання сигналів датчиків механічних деформацій, сил, тиску, віброприскорень, кутової швидкості, переміщень та інших фізичних величин. Апаратура забезпечує роботу з мостовими, напівмостовими, чвертьмостовими і схемами потенціометрів увімкнення резистивних датчиків. Вона працює в системі як з основним зовнішнім комп'ютером при зв'язку через LPT-порт, так і в автономному режимі



**Рисунок 4.** Загальний вигляд реєструючої системи

**Figure 4.** General appearance of the recording system

(без зовнішнього комп'ютера) при реєстрації інформації на Flash диск. Зовнішній вигляд апаратури наведено на (рис.4). Конструкція базується на стандарті «Євромеханіка 3U» і характеризується високою стійкістю до механічних дій. Система LTC включена до Держреєстру засобів вимірювання. Всі модулі виконані у вигляді плат розміром 100x135 мм і розміщуються в корпусі LTC з габаритними розмірами 130x235x315.

Основні технічні дані універсальної реєструючої системи: загальне число вимірювальних каналів – 8; число універсальних вимірювальних каналів – 5; число вібро-вимірювальних каналів – 2; число каналів вимірювання кутової швидкості – 1; результати вимірювань фіксуються у вигляді 12-бітових кодів; частота дискретизації може задаватися в межах від 1Гц до 2кГц (на канал); час реєстрації інформації в автономному режимі роботи, при максимальній частоті дискретизації, складає 52 хвилини.

Експеримент з визначення максимальних (пікових) навантажень привода проведено в кілька етапів: визначення навантажень без роботи додаткового пристрою з регульованими параметрами та без навантаження від опору зрізу рослин; визначення навантажень із урахуванням роботи додаткового пристрою з регульованими параметрами та без навантаження від опору зрізу рослин; визначення навантажень без роботи додаткового пристрою з регульованими параметрами та з навантаженням від опору зрізу рослин (у процесі скошування); визначення навантажень із урахуванням роботи додаткового пристрою

з регульованими параметрами та з навантаженням від опору зрізу рослин.

Перший етап дослідження – визначення навантажень без роботи додаткового пристрою з регульованими параметрами як з навантаженням від зрізу рослин, так і без нього здійснено описаною вище апаратурою при зафіксованих інших параметрах, що є в даному процесі.

Другий етап досліджень, що стосується роботи привода з пристроєм з регульованими параметрами потребував певної комбінації факторів, які впливають на кінцевий результат. Таким результатом було визначення моменту, що споживає привод косарки. При відомому значенні частоти її добуток на отриманий момент дає потужність. І цей показник є тим критерієм, який лежить в основі проведених досліджень.

Факторами, які мають вплив на розглядуваний процес, є:  $\delta$  – параметр, що характеризує момент початку (кінця) роботи пружного елемента. Він є тим регульованим параметром, який залежно від умов роботи можна в процесі експлуатації змінювати;  $k_1$  – коефіцієнт жорсткості першого пружного елемента;  $k_2$  – коефіцієнт жорсткості другого пружного елемента.

Решту параметрів у конкретній серії експериментів є зафіксованими. До них належить: частота обертання кривошипа  $n_1$ , що через показник кінематичного режиму роботи пристрою буде пов'язана з поступальною швидкістю агрегату  $\mathcal{G}$ ; питома робота зрізу рослин  $\varepsilon$  є постійною на заданій площі; довжина активної ділянки зрізу рослин  $l_{ак}$  залежить від геометрії різальної пари і на всіх етапах дослідження є постійною.

У зв'язку з цим було сплановано повний факторний експеримент (ПФЕ) типу  $N = p^k$ , де число факторів  $k = 3$ , число рівнів  $p = 2$ , число дослідів  $N = 8$ , число повторних дослідів  $n = 5$ .

Рівняння регресії з урахуванням ефектів взаємодії факторів запишемо у вигляді

$$\hat{y} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3, \quad (1)$$

де коефіцієнти  $b_{12}$ ,  $b_{13}$  і  $b_{23}$  характеризують ефекти парної взаємодії;  $b_{123}$  – ефект потрійної взаємодії.

Для знаходження коефіцієнтів рівняння (1) складено розширену матрицю планування ПФЕ з фіктивною змінною  $x_0$ . У математичній статистиці доведено, що при плануванні експерименту після запропонованої схеми і знаходження коефіцієнтів рівняння регресії за методом найменших квадратів будь-який коефіцієнт  $b_j$  визначається скалярним добутком стовпця  $y$  на відповідний стовпець факторів  $x_i$  у безрозмірному масштабі, поділений на число дослідів у матриці планування

$$b_j = \frac{\sum_{i=1}^N x_{ji}y_i}{N}. \quad (2)$$

Коефіцієнт  $b_{12}$  визначається так само, як і лінійні ефекти,

$$b_{12} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_1 x_2)_i y_i. \quad (3)$$

За таким алгоритмом знаходимо решту коефіцієнтів, що характеризують ефекти парної взаємодії.

Коефіцієнт  $b_{123}$  розраховується за виразом у розгорненому вигляді

$$b_{123} = \frac{1}{8} [-y_1 + y_2 + y_3 - y_4 + y_5 - y_6 - y_7 + y_8]. \quad (4)$$

Далі здійснено кодування факторів (заміна змінних). Для змінних  $x_1$ ,  $x_2$  і  $x_3$  нижній рівень становить «-1», верхній – «+1», координати центру плану дорівнюють нулю.

Таким чином, встановлено фактори впливу на функцію відгуку, складено матрицю планування повного факторного експерименту, запропоновано вирази для визначення коефіцієнтів рівняння регресії.

Для виконання реального експерименту потрібно показати фактичні значення рівнів та інтервалів варіювання (табл.1).

**Таблиця 1**

Фактичні значення рівнів та інтервалів варіювання

Назва і позначення факторів	Рівні варіювання			Інтервали варіювання
	-1	0	+1	
Жорсткість першого пружного елемента – $x_1$ , Н/м	35000	40000	45000	5000
Жорсткість другого пружного елемента – $x_2$ , Н/м	35000	40000	45000	5000
Параметр, що характеризує момент початку (кінця) роботи пружного елемента – $x_3$ , м	0,002	0,004	0,006	0,002

Для виконання експериментальних досліджень було використано три пари пружних елементів із наведеними в табл.1 характеристиками жорсткості [11].

Параметр, що характеризує момент початку (кінця) роботи пружного елемента, встановлювався обертанням втулок 2 із зовнішньою різьбовою частиною у внутрішній різьбовій частині корпусу 3 пристрою з регульованими параметрами (рис.1).

Експериментальні дослідження проводилися поспіль на різних ділянках, де виконували скошування культур, що відрізняються питомою роботою, яка витрачається на зріз рослин з одиниці площі. На рис.5 представлено скошувальний агрегат у складі міні-енергозасобу, експериментального зразка косарки з розробленим пристроєм, що має регульовані параметри.



**Рисунок 5.** Польові випробування експериментального зразка косарки з розробленим пристроєм

**Figure 5.** Field test of the experimental model of the mower with the developed device

Для порівняння результатів з отриманих осцилограм виділяємо максимальні значення протягом ходу ножа, на основі яких складаємо робочу матрицю.

На рис.6 наведено фрагмент осцилограми польових випробувань косарки при роботі привода з додатковим пристроєм, що має регульовані параметри на холостому ходу з максимальною частотою дискретизації вимірювальної системи.

За отриманими даними проведено їх аналітичне опрацювання [12]. Визначено помилки повторних дослідів. Середньоквадратичне відхилення становитиме

$$S_i^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n-1}, \quad (5)$$

де  $\bar{y}$  – середнє арифметичне значення параметра оптимізації з п'яти повторних дослідів. Значення середньоквадратичного відхилення повторних дослідів записано в табл.2.



**Рисунок 6.** Фрагмент осцилограми польових випробувань косарки

**Figure 6.** Fragment of oscillogram of the mower field test



Таблиця 2

Дані розрахунків

Номер досліду	1	2	3	4	5	6	7	8
$S_i^2$	2410	11540	8644	8149	6401	3929	9435	9867
$S_i$	49,089	107,428	92,975	90,273	80,007	62,679	97,132	99,335

Для визначення браку використовуємо критерій Стьюдента

$$\frac{y - \bar{y}}{S} \geq t, \text{ або } t_{\text{разр}} \geq t_{\text{табл}}, \quad (6)$$

де  $t$  – критерій Стьюдента, його значення для 5 повторних дослідів і довірчої ймовірності 0,95 дорівнює 2,78 [13].

Визначимо розрахункове значення показника  $t_{\text{разр}}$  для порівняння з табличним значенням критерію Стьюдента  $t_{\text{табл}}$  (табл.3).

Проаналізувавши отримані значення, умова  $t_{\text{разр}} \geq t_{\text{табл}}$  не виконується, отже, результати повторних дослідів не можемо вважати помилковими.

Дисперсію відтворюваності розраховуємо за формулою

$$S_{\{y\}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^n (y_{ij} - \bar{y})^2}{N(n-1)} = \frac{\sum S_i^2}{N}. \quad (7)$$

Таблиця 3

Розрахункове значення показника  $t_{\text{разр}}$ 

Розрахункове значення показника $t_{\text{разр}}$								
№ досл.	1	2	3	4	5	6	7	8
Повтор.								
1	0,412	0,603	0,348	0,647	0,085	0,115	0,739	0,564
2	0,799	0,225	1,641	0,738	1,647	1,040	0,754	1,359
3	1,259	1,256	0,146	1,367	0,302	1,481	0,939	0,664
4	0,872	1,339	0,972	0,217	1,002	0,412	1,357	0,081
5	0,921	0,458	0,467	1,059	0,427	0,737	0,404	1,178

З розрахунку отримуємо  $S_{\{y\}}^2 = 7547$ .

Перевірку однорідності дисперсій можна виконувати за критеріями Фішера і Кохрена. Виконаємо перевірку за критерієм Фішера

$$F_{\text{разрах.}} = \frac{S_{\text{max}}^2}{S_{\text{min}}^2} = \frac{S_2^2}{S_1^2} = \frac{11540}{2410} = 4,789. \quad (8)$$

При числах степеней вільності

$$f_1 = f_2 = n - 1 = 5 - 1 = 4, F_{табл} = 6,4 [12].$$

$F_{розрах} < F_{табл}$  – дисперсії однорідні.

Виконуємо перевірку за критерієм Кохрена

$$G = \frac{S_{\max}^2}{\sum_1^N S_i^2} = \frac{11540}{60380} = 0,191. \quad (9)$$

Залежно від числа степенів вільності табличне значення критерію Кохрена буде визначатися [12]

$$f_1 = n_1 - 1 = 5 - 1 = 4 \text{ і } f_2 = N = 8, G_{табл} = 0,396.$$

Умова  $G < G_{табл}$  виконується, отже, дисперсії однорідні.

Коефіцієнти регресії, розраховані за наведеними вище виразами (2–4), мають такі значення:  $b_0 = 2623$ ;  $b_{12} = -7,25$ ;  $b_1 = 25,35$ ;  $b_{13} = 50,7$ ;  $b_2 = -36,9$ ;  $b_{23} = -19,85$ ;  $b_3 = 129,95$ ;  $b_{123} = 16,2$ .

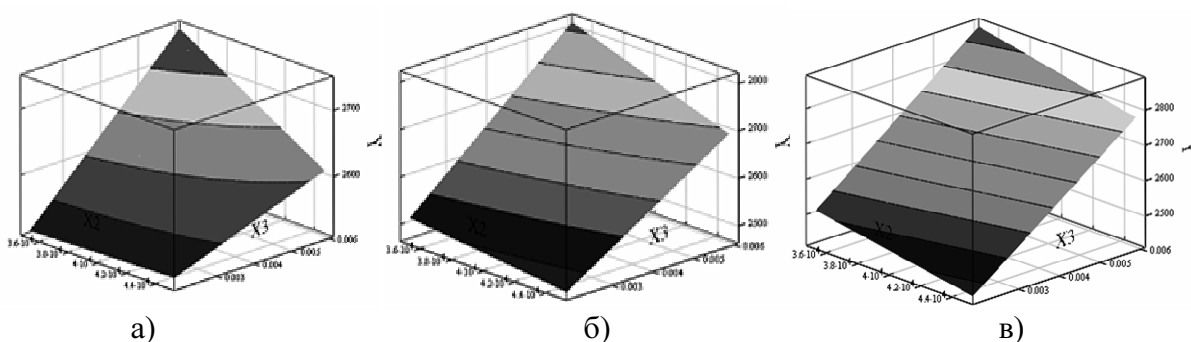
З урахуванням значення дисперсії відтворюваності  $S_{\{y\}}^2 = 7547$  з довірчою ймовірністю  $a = 0,95$  знаходимо межі довірчих інтервалів для коефіцієнтів регресії

$$\Delta b_i = \pm \frac{t \cdot S_{\{y\}}}{\sqrt{N}} = \pm \frac{2,78 \cdot 86,874}{\sqrt{8}} = \pm 85,386. \quad (10)$$

Повернемося назад від факторів у безрозмірному масштабі до дійсних значень змінних. Тоді рівняння регресії після перетворень матиме вигляд

$$y(x_1, x_2, x_3) = 0,04823x_1 + 0,06346x_2 + 459975x_3 - 0,000001586x_1x_2 - 7,89x_1x_3 - 14,945x_2x_3 + 0,000324x_1x_2x_3 + 433,1. \quad (11)$$

Далі проаналізуємо результати досліджень, представляючи їх у вигляді 3-D графіків, причому одну змінну фіксуємо (рис.7–9).



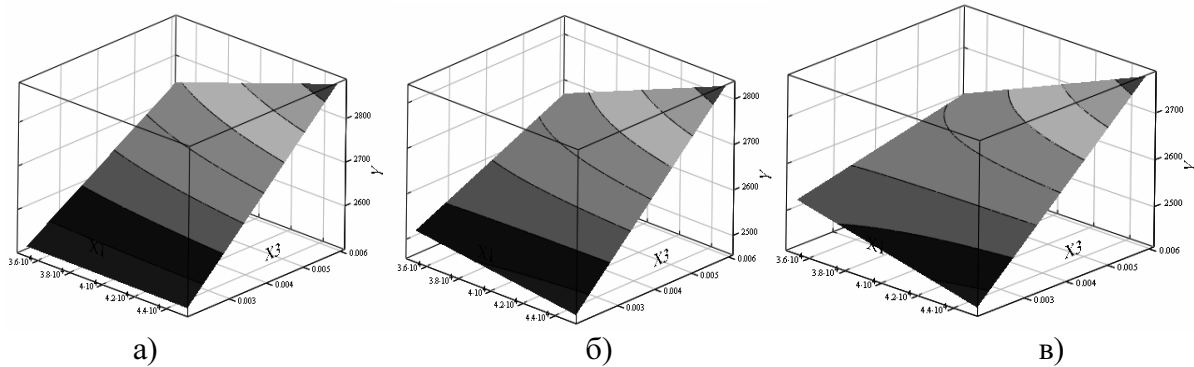
**Рисунок 7.** Значення потужності (Вт) на приводі при зафіксованих значеннях жорсткості першого пружного елемента:

$$a - x_1 = 35 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; \text{ б} - x_1 = 40 \cdot 10^3 \text{ Н/м}; \text{ в} - x_1 = 45 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$$

**Figure 7.** Power value (wt) on the drive under recorded rigidity values of the first elastic element:

$$a - x_1 = 35 \cdot 10^3 \text{ N/m}; \text{ б} - x_1 = 40 \cdot 10^3 \text{ N/m}; \text{ в} - x_1 = 45 \cdot 10^3 \text{ N/m}$$

Аналогічні дослідження проведемо при зафіксуванні жорсткості другого пружного елемента (рис.8).

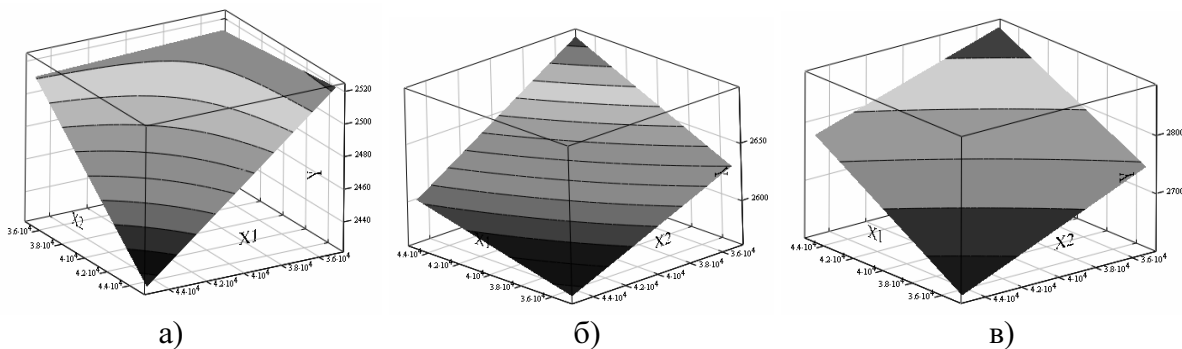


**Рисунок 8.** Значення потужності (Вт) на приводі при зафіксованих значеннях жорсткості другого пружного елемента:

а –  $x_2 = 35 \cdot 10^3$  Н/м; б –  $x_2 = 40 \cdot 10^3$  Н/м; в –  $x_2 = 45 \cdot 10^3$  Н/м

**Figure 8.** Power value (wt) on the drive under recorded rigidity values of the second elastic element:

а –  $x_2 = 35 \cdot 10^3$  N/m; б –  $x_2 = 40 \cdot 10^3$  N/m; в –  $x_2 = 45 \cdot 10^3$  N/m



**Рисунок 9.** Значення потужності (Вт) на приводі при зафіксованих значеннях параметру, що характеризує момент початку (кінця) роботи пружного елемента:

а –  $x_3 = 0,002$  м; б –  $x_3 = 0,004$  м; в –  $x_3 = 0,006$  м

**Figure 9.** Power value (wt) on the drive under recorded values of the parameter, which specifies the start (stop) moment of the elastic element operation:

а –  $x_3 = 0,002$  м; б –  $x_3 = 0,004$  м; в –  $x_3 = 0,006$  м

Отже, за представленими варіантами зміни потужності на приводі вибираємо такі параметри пристрою, при яких значення потужності буде мінімальним.

**Висновки.** За аналізом особливостей роботи сегментно-пальцевих різальних апаратів встановлено, що при їх роботі сила інерції, як навантаження різального апарата, має найбільше значення у порівнянні з силою різання й тертя. Для її зрівноваження слід використовувати пружні елементи у приводі, які сприйматимуть частину цієї сили інерції – решту слід спрямовувати на подолання опорів зрізу й тертя.

Проведено теоретичне оцінювання ефективності роботи додаткового пристрою та встановлено, що при питомій роботі різального апарата, яка витрачається на зріз рослин з одиниці площі  $\varepsilon = 200$  (Н·м)/м<sup>2</sup>, мінімальне споживання потужності спостерігається при таких раціональних параметрах пристрою: жорсткість першого та другого пружного елементів становить  $k_1 = k_2 = 44850$  Н/м, параметр, що характеризує момент початку (кінця)

роботи пружного елемента –  $\delta = 0,0019$  м. Аналізуючи пікові значення передаваної потужності, можна констатувати, що такі значення знижуються на 36% у порівнянні з базовою конструкцією привода.

Після проведення комплексних експериментальних досліджень щодо визначення потужності, яка споживається приводом косарки, підтверджено, що мінімальні значення споживаної потужності приводом при такій же питомій роботі різального апарата будуть спостерігатися при жорсткості першого пружного елемента  $k_1 = 4,5 \cdot 10^4$  Н/м, жорсткості другого пружного елемента  $k_2 = 4,5 \cdot 10^4$  Н/м та  $\delta = 0,002$  м – параметри, що характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента. Наприклад, значення цієї потужності за математичною моделлю становить близько 2,6 кВт, а експериментом зафіксовано 2,4 кВт. Розбіжність між значеннями потужності з теоретичних розрахунків та знайдених експериментально складає менше 10%.

Подальші дослідження слід спрямувати в русло автоматичної або напівавтоматичної зміни параметрів додаткового пристрою для досягнення мінімального споживання потужності косаркою на будь-якому режимі її роботи.

**Conclusions.** Analysis of the segment–pin cutting devices operation has been carried out. While operating the force of inertia as the loading of cutting device was found to be the greatest as compared with those of cutting and friction forces. To balance it elastic elements in the drive must be used. These elements will obtain the portion of the force of inertia – the rest must be directed to overcome the shearing and friction stresses.

Theoretical estimation of the efficient operation of the additional device was carried out. It was found that the specific operation of the cutting device, which is spent for cutting plants in the square unit  $\varepsilon = 20(N \cdot m)/m^2$ , minimum power consumption is under such device parameters: rigidity of the first and second elastic elements is  $k_1 = k_2 = 44850$  N/m, the parameter, which specifies the moment of start (stop) of the elastic element operation –  $\delta = 0,0019$  m. While analysing the maximum values of power, which is transmitted it can be stated, that such values are decreased by 36 % as compared with the basic drive construction.

Complex experimental investigations on finding the power consumed by the mower drive have been carried out, it was testified, that minimum values of the drive consumed power under similar specific operation of the cutting device will be demonstrated at the rigidity of the first elastic element  $k_1 = 4,5 \cdot 10^4$  N/m, the rigidity of the second elastic element  $k_2 = 4,5 \cdot 10^4$  N/m and  $\delta = 0,002$  m – the parameter, which specifies the moment of start (stop) of the elastic element operation. For example, the value of its power according to mathematic model is about 2,6 kwt, but that recorded in the experiment – 2,4 kwt. Difference between the power values in theoretical calculations and experimental ones are less than 10%.

Further investigations are to be carried out in automatic or semi–automatic change of parameters of the additional device to provide the minimum mower power consumption in any regime of its operation.

#### Список використаної літератури

1. Босой, Е.С. Уравновешивание силы инерции в режущем аппарате косилки КС-10. Вопросы сельскохозяйственного машиностроения [Текст] / Е.С. Босой // Материалы республиканской научно-технической конференции. – Киев: Гостехиздат УССР, 1955. – С.255–262.
2. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин [Текст] / Е.С. Босой, О.В. Верняев, И.И. Смирнов, Е.Г. Султан-Шах. – М.: Машиностроение, 1980. – 565 с.
3. Бабій, А.В. Динамічна модель енергозберігаючого приводного механізму косарки [Текст] / А.В. Бабій, М.В. Бабій // Вісник ХНТУСГ. Випуск 145 «Технічний сервіс машин для рослинництва», 2014. – С.112–118.
4. Бабій, А.В. Обґрунтування конструктивних особливостей енергозберігаючого приводного механізму косарки [Текст] / А.В. Бабій, Т.І. Рибак, М.В. Бабій // Вісник ХНТУСГ. Випуск 134 «Технічний сервіс машин для рослинництва». – Харків, 2013. – С.116–122.

5. Бабий, А. Математическая модель нагрузки привода режущего аппарата косилки [Текст] / А. Бабий, М. Бабий, Т. Рыбак // Motrol, 2014. – Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin. Vol. 16, No 4. – С.275–284.
6. А.с. 1547755 СССР, 1 (М)5 А 01 D 34/39. Привод режущего аппарата косилки [Текст] / Л.И. Бойко, А.Ф. Тышкевич, И.В. Михалькевич и А.М. Гацко. – № 4352072/30-15; заявл. 29.12.87; опубл. 07.03.90, Бюл. № 9.
7. А.с. 1586587 СССР, А 1 (51)5 А 01 D 34/02. Режущий аппарат [Текст] / Н.П. Барабан, Ю.И. Бабенко, С. В. Никольский. – № 4300448/30-15; заявл. 25.08.87; опубл. 23.08.90, Бюл. №31.
8. Декларацийний патент України на корисну модель 86536 А01D 34/30 (2006.01). Привідний механізм косарки [Текст] / А.В. Бабій, Т.І. Рибак, М.В. Бабій; заявник і власник ТНТУ: заявл. 18.03.2013 u201303244; опубл. 10.01.2014, Бюл. №1.
9. Декларацийний патент України на корисну модель 86797 А01D 34/00. Привідний механізм косарки [Текст] / А.В. Бабій, Т.І. Рибак, М.В. Бабій; заявник і власник ТНТУ: заявл. 15.07.2013 u201308853; опубл. 10.01.2014, Бюл. №1.
10. Декларацийний патент України на корисну модель 92982 А01D 34/00 (2014.01). Привідний механізм косарки [Текст] / А.В. Бабій, М.В. Бабій; заявник і власник ТНТУ: заявл. 10.09.2014 u201404200; опубл. 10.09.2014, Бюл. №17.
11. Бабій, М.В. Дослідження запасу міцності пружного елемента привоу косарки [Текст] / М.В. Бабій, А.В. Бабій, Н.Б. Гаврон / Збірник тез доповідей Міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій», 2014. – С.70–71.
12. Джонсон, Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: Методы планирования эксперимента [Текст] / Н. Джонсон, Ф. Лион. – М.: Мир, 1981. – 520 с.
13. Блохин, В.Г. Современный эксперимент: подготовка, проведение, анализ результатов / В.Г. Блохин, О.П. Глудкин, А.И. Гуров, М.А. Ханин. – М.: Радио и связь, 1997. – 225 с.

*Отримано 09.02.2015*