

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ**

**БАБІЙ МАРІЯ ВАСИЛІВНА**



**УДК 631.352.2**

**ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОГО  
ПРИВОДУ КОСАРКИ СЕГМЕНТНО-ПАЛЬЦЕВОЇ**

Спеціальність 05.05.11 – Машини і засоби механізації  
сільськогосподарського виробництва

**АВТОРЕФЕРАТ**  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Тернопіль – 2016

Дисертацією є рукопис.

Роботу виконано в Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя Міністерства освіти і науки України.

**Науковий керівник:** доктор технічних наук, доцент  
**Попович Павло Васильович**,  
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, професор кафедри технічної механіки, сільськогосподарських машин і транспортних технологій.

**Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Дідух Володимир Федорович**,  
Луцький національний технічний університет,  
професор кафедри інженерного та комп'ютерного забезпечення агропромислового комплексу;

доктор технічних наук, доцент  
**Ріпецький Євген Йосипович**,  
Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу, професор кафедри інженерної геодезії.

Захист відбудеться 06 жовтня 2016 р. о 11 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д58.052.02 у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56, ауд. 58.

З дисертацією можна ознайомитись у науково-технічній бібліотеці Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя за адресою: 46001, м. Тернопіль, вул. Руська, 56.

Автореферат розісланий 05 вересня 2016 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради



І. Б. Гевко

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Розвиток тваринництва в господарствах України потребує збільшення об'ємів кормів, заготівля яких відбувається у відповідні агротехнічні терміни, причому кормове забезпечення, де переважають трав'янисті компоненти, вимагає високотехнологічного обладнання для скошування рослин у різних фазах їх розвитку з суттєво відмінними фізико-механічними властивостями. Існуючі технічні засоби й технології заготівлі кормів, як показує практика, мають низьку продуктивність, високу енергоємність і недостатню експлуатаційну надійність. Тому в даній роботі розглянуто вирішення вказаного науково-технічного завдання шляхом розробленої оригінальної конструкції привода косарки з науковим обґрунтуванням її конструктивних параметрів.

Скошування рослинної маси є енергоємною операцією технологічного процесу заготівлі сухих кормів чи кормів на основі зеленої маси. Підвищення продуктивності косарок скоротить терміни збирання врожаю зі збільшенням об'єму, причому шляхами забезпечення зростання є збільшення ширини захвату або підвищення поступальної швидкості агрегату з одночасним збільшенням відносної швидкості різання. Для косарок підпорного зрізування, як найбільш поширених та, порівняно з ротаційними, менш енергоємних, підвищення відносної швидкості руху різального апарата призводить до значного зростання величин інерційних зусиль в елементах привода машин вказаного типу.

На основі аналізу й синтезу літературних джерел, експлуатаційних даних аналогів конструкцій косарок даного типу впливає, що зменшення енергоспоживання під час їх робочого циклу є досить складним, але перспективним завданням. Враховуючи це, в роботі поставлено мету розробити енергозберігаючий привод косарки сегментно-пальцевої, що забезпечить задану відносну швидкість різального апарата зі зменшенням негативних дій інерційних сил на привод та енергоспоживання.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дослідження за темою дисертаційної роботи виконано на базі кафедри технічної механіки, сільськогосподарських машин і транспортних технологій Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя та науково-виробничого центру Зборівського коледжу ТНТУ ім. І.Пулюя відповідно до тематик наукових досліджень ТНТУ ім. І.Пулюя 2012–2015 рр. (№ держреєстрації 0113U000254, 0115U002451) та згідно з виконанням державної цільової програми «Розвиток українського села на період до 2015 року», що затверджена постановою Кабінету Міністрів України від 19 вересня 2007 р. № 1158; «Стратегії розвитку аграрного сектора економіки на період до 2020 року», розпорядженням Кабінету Міністрів України від 17 жовтня 2013 р. № 806-р.

**Мета і завдання досліджень.** Метою роботи є розроблення енергозберігаючого привода сегментно-пальцевої косарки з науковим обґрунтуванням його конструктивних і кінематичних параметрів.

Для досягнення мети необхідно було розв'язати наступні завдання:

– обґрунтувати способи підвищення продуктивності й енергоефективності різних типів різальних апаратів косарок;

- розробити математичну модель впливів фактичної навантаженості на ефективність різального апарата на всіх технологічних режимах роботи косарки;
- на основі розроблених аналітичних залежностей дослідити енергоефективність роботи запропонованої нової конструкції енергозберігаючого приводного механізму косарки;
- розробити методику проведення експериментальних досліджень з визначення енергетичних параметрів удосконаленого механізму;
- провести комплексні аналітичні та експериментальні дослідження для вдосконалення конструктивних і кінематичних параметрів дослідного зразка енергозберігаючого приводного механізму косарки сегментно-пальцевої;
- виконати оцінку запасу міцності і ресурсу роботи елементів розробленого привода різального апарата косарки;
- запропонувати технічні рішення для підвищення ефективності роботи машини досліджуваного класу.

**Об'єкт дослідження** – технологічний процес скошування косаркою з сегментно-пальцевим різальним апаратом і кривошипно-шатунним приводним механізмом.

**Предмет дослідження** – закономірності динамічних процесів у приводі косарки сегментно-пальцевої.

**Методи дослідження.** Аналітичні дослідження ґрунтуються на положеннях теоретичної механіки, теорії механізмів і машин, теорії тригонометричних рядів Фур'є. Моделювання роботи енергозберігаючого приводного механізму косарки з регульованим пружинним пристроєм проведено з використанням прикладного програмного забезпечення Mathcad, Mathematica.

Експериментальні дослідження базувалися на методах динамометрування в умовах експлуатаційних навантажень, опрацювання отриманих результатів здійснено із застосуванням методів математичної статистики, в тому числі у середовищі ППП Statistika, Mathcad.

**Наукова новизна отриманих результатів полягає в тому, що:**

- на основі розробленої математичної моделі технологічного процесу роботи косарки обґрунтовано конструктивні та кінематичні параметри енергозберігаючого приводного механізму з регульованим пружинним пристроєм (РПП);
- модифіковано аналітичні залежності опису процесу навантаження різального апарата косарки на базі адитивних неперервних диференційованих функцій;
- розроблено методику і визначено сукупність перевідних коефіцієнтів при визначенні частоти обертання кривошипа за показами спідометра енергозасобу для експериментальних досліджень з визначення енергетичних параметрів привода косарки;
- отримано регресійні залежності та побудовано поверхні відгуку як функції зміни потужності на приводі косарки при табулюванні жорсткості пружних елементів та параметра початку (закінчення) їх роботи.

**Практичне значення отриманих результатів.** Розроблення енергозберігаючого привода косарки сегментно-пальцевої дозволяє підвищити продуктивність зі зниженням енергоспоживання й підвищенням надійності елементів механізму. Розроблено та виготовлено експериментальний зразок косарки

сегментно-пальцевої з енергозберігаючим приводним механізмом, що містить регульований пружинний пристрій (РПП) та запропоновано ряд оригінальних технічних рішень, які захищені патентами України [9-12], що направлені на підвищення ефективності роботи різальних апаратів підпорного зрізування. Результати та методики аналітичних і експериментальних досліджень приводного механізму косарки передано та впроваджено на ТзОВ «Лемберг Індастріал Парк» (м. Львів).

**Особистий внесок здобувача.** Основні результати дисертаційної роботи отримані здобувачем самостійно.

В наукових працях, опублікованих у співавторстві, особистий внесок наступний: [3,8,16] – проведено порівняльний аналіз енергоспоживання різними типами косарок та запропоновано підходи для підвищення їх енергоефективності; [5,13,14] – досліджено кінематику та розроблено динамічну модель енергозберігаючого привода; [4,6,7,15,18] – визначено основні параметри довговічності найбільш навантажених елементів привода; [1,20] – запропоновано математичну модель навантаженості різального апарата косарки; [2,17,19] – розроблено програму та методику експериментальних досліджень, проведено статистичне опрацювання результатів експерименту; [9-12] – сформульовано і обґрунтовано ефективну конструкцію енергозберігаючого приводного механізму і пальця різального апарата.

**Апробація результатів дисертації.** Основні наукові положення і результати досліджень доповідались і отримали позитивну оцінку на: щорічних наукових конференціях Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя (м. Тернопіль, 2012–2015 рр.); на міжнародних науково-практичних конференціях “Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки” (м. Кіровоград, 2013, 2015 рр.); міжнародних науково-технічних конференцій молодих учених та студентів “Актуальні задачі сучасних технологій” (м. Тернопіль, 2013, 2014 рр.); щорічних наукових конференціях ХНТУСГ “Технічний сервіс машин для рослинництва”, “Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва” (м. Харків, 2013, 2014, 2016 рр.).

**Публікації.** Основні результати дисертаційної роботи відображено у 20 публікаціях (з них 8 – у фахових наукових виданнях, 8 – тези доповідей на конференціях). Технічна новизна розробок захищена 4 патентами України на корисні моделі (№86536, №86797, №92054, №92982).

**Структура і обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, п’яти розділів, загальних висновків, списку використаних літературних джерел та додатків. Основні результати роботи викладені на 147 машинописних сторінках, плюс 72 рисунки, 17 таблиць, а також додатків на 14 сторінках. Список використаних літературних джерел містить 129 найменувань.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У *вступі* обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, сформульовано мету та методи її досягнення, визначено наукову та практичну

цінність отриманих результатів досліджень, основні положення, які виносяться на захист.

У першому розділі «Аналіз існуючих засобів підвищення ефективності процесу скошування трав» проведено огляд різальних апаратів та приводних механізмів косарок різних типів, встановлено енергоефективність при виконанні технологічних процесів. Досліджено напрямки підвищення продуктивності косарок, на основі чого обґрунтовано найраціональніші. Для досліджуваного типу різальних апаратів проведено огляд схем приводних механізмів з обґрунтуванням переваг та недоліків.

Вагомий вклад у розвиток сільськогосподарського машинобудування, теоретичних засад, які обґрунтовують процес різання, роботу різальних апаратів та їх приводів, шляхи підвищення продуктивності та енергозбереження сільськогосподарських машин, у тому числі й косарок, внесли провідні вітчизняні та закордонні вчені: Адамчук В.В., Адільшеев А. С., Алферов С.Ф., Босой Є.С., Василенко П.М., Геронімус Я.Л., Горячкін В.П., Дідух В.Ф., Долгов І.А., Желіговський В.А., Заїка П.М., Карпенко В.Д., Кльонін Н.І., Летошнев М.Н., Лістопад Г.Є., Нікіфоров П.Є., Пастухов В.І., Рєзнік Н.Є., Рибак Т.І., Рустамов С.І., Хайбуллін Р.Р. та ряд інших.

На основі аналізу праць сформульовано напрямки теоретичних досліджень приводного механізму косарки сегментно-пальцевої, запропоновано конструктивні зміни з метою зрівноваження і зменшення енергоспоживання. Аналітичні дослідження даного напрямку представлено у роботах Алферова С.Ф., Босого Є.С., Хайбулліна Р.Р. Для вирішення поставлених завдань побудовано теоретичні моделі, які базуються на комплексному підході, що враховує компоненти навантаженості, кінематику та енергетичні складові з урахуванням результатів аналізу інформації в усіх положеннях привода різального апарата.

Враховуючи дослідження, обґрунтовано доцільність аналітичного моделювання кінематики приводного механізму косарки з забезпеченням допустимої похибки значень параметра, на цій основі – створення математичних моделей роботи привода з РПП, що дозволить обґрунтувати раціональні кінематичні та конструктивні параметри привода косарки, при яких виконання технологічного процесу здійснюватиметься з максимальною ефективністю.

Другий розділ «Теоретичне обґрунтування конструктивних і кінематичних параметрів енергозберігаючого привода косарки». Розроблено нову конструкцію різального апарата з кривошипно-шатунним приводним механізмом (див. рис.1) косарки сегментно-пальцевої. При цьому аналітичним шляхом досліджено основні кінематичні параметри елементів кривошипно-шатунного приводного механізму, сформульовано розрахункову модель енергоспоживання в процесах скошування з використанням РПП, визначено показники енергоефективності його роботи.

Кінематичні параметри привода косарки описано аналітичними залежностями, що забезпечують обґрунтоване значення точності, причому для переміщення ножа 4 (рис.1)  $s$  (м) величина похибки знаходиться в межах зазорів кінематичних пар.

Адитивна потужність, що витрачається на привод косарки при скошуванні сільськогосподарських культур, зокрема трав, є функцією потужностей, що затрачаються на подолання сил інерції ( $N_{in}$ ), на процес зрізування ( $N_p$ ) і на подолання сил тертя ( $N_t$ ). При визначенні кінетичної енергії рухомих мас механізму використано теорему про зміну кінетичної енергії. Використовуючи метод замкнених контурів, для обґрунтованої кінематичної схеми кривошипно-шатунного приводу косарки сегментно-пальцевої як замкненого векторного контуру, виведено залежності для визначення лінійних  $\dot{\vartheta}_{S_i}$  і кутових  $\omega_i$  швидкостей, також прискорень центрів мас і ланок механізму. При цьому вираз приведенного моменту інерції механізму приводу косарки  $J_{S_{np}}(\varphi)$  записано як функції кута повороту кривошипа  $\varphi$ .

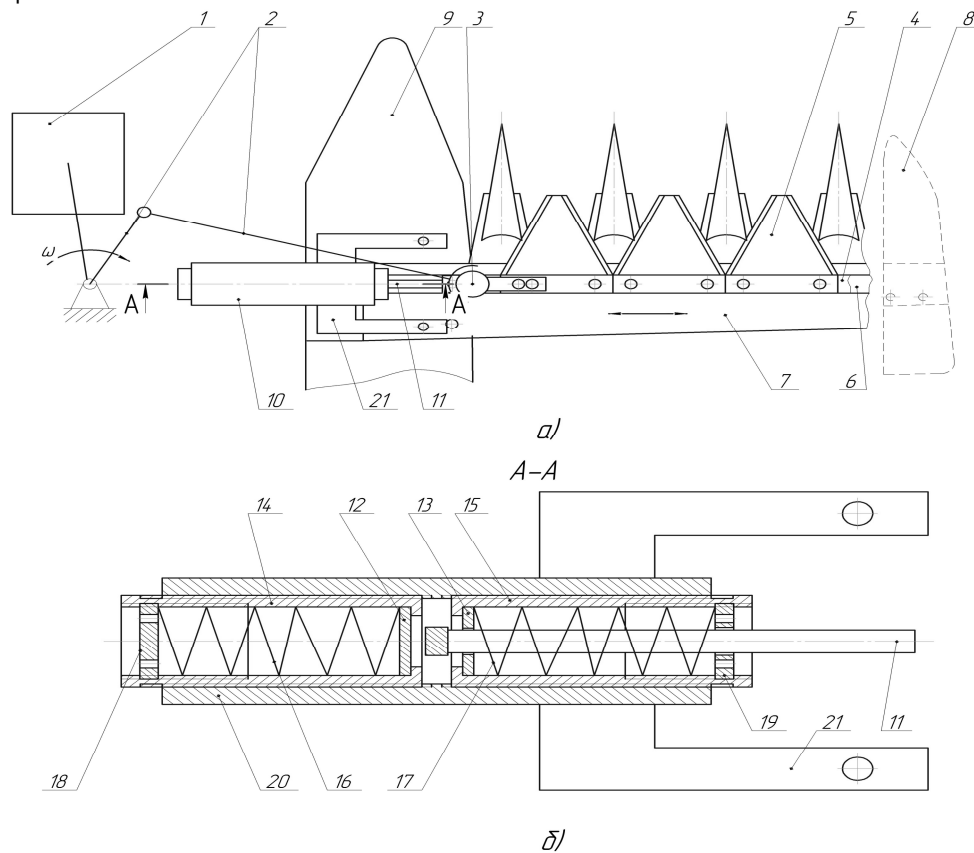


Рис. 1. Приводний механізм косарки з РПП:

1– привод від вала відбору потужності трактора; 2 – кривошипно-шатунний механізм; 3 – з'єднувальний шарнір; 4 – спинка ножа; 5 – сегменти; 6 – паз; 7 – пальцевий брус; 8 – зовнішній башмак; 9 – внутрішній башмак; 10 – РПП; 11 – шток РПП; 12, 13 – шайби; 14, 15 – втулки; 16, 17 – пружні елементи; 18, 19 – спеціальні гайки; 20 – корпус РПП; 21– кріплення

Зусилля  $P$  (Н), що передається від кривошипа шатуном через з'єднувальний шарнір на спинку ножа косарки, є сумою сил інерції рухомих мас елементів ножа ( $P_{in}$ ), зусиль, що затрачаються безпосередньо на процес зрізування ( $P_{zp}$ ), і сил тертя в різальному апараті ( $F$ ).

Сила інерції від руху ножа  $P_{in}$

$$P_{in} = -m_3 a_B = -m_3 r \omega_1^2 \left( \cos \omega_1 t + \frac{r}{l} \cos 2\omega_1 t - \frac{h}{l} \sin \omega_1 t \right), \quad (1)$$

де  $m_3$  – маса ножа (кг);  $a_B$  – прискорення ножа ( $\text{м/с}^2$ );  $r$  – радіус кривошипа (м);  $l$  – довжина шатуна (м);  $h$  – величина дезаксіала (м);  $\omega_1$  – кутова швидкість кривошипа ( $\text{с}^{-1}$ );  $t$  – час (с).

Силу опору зрізування  $P_{зр}$  визначено за середнім значенням протягом робочого ходу ножа на основі наведеної залежності в працях Лістопада Г.Є.

$$P_{зр} = \frac{\varepsilon f_H z}{k(\text{tg}\alpha_2 + \text{tg}\alpha_1)}, \quad (2)$$

де  $\varepsilon$  – питома робота, що витрачається на зрізування рослин з одиниці площі ( $\text{Н} \cdot \text{м} / \text{м}^2$ );  $f_H$  – площа навантаження на лезо сегмента ( $\text{м}^2$ );  $z$  – кількість сегментів;  $k$  – висота частини сегмента, яка бере участь у процесі зрізування (м);  $\alpha_2, \alpha_1$  – кути встановлення різальної кромки протиризальної пластини та сегмента (рад);  $l_{ак} = k(\text{tg}\alpha_2 + \text{tg}\alpha_1)$ .

На рис. 2. схематично зображено усереднену силу опору зрізування (2) як функцію кута повороту кривошипа та накладено відповідні умови (3).

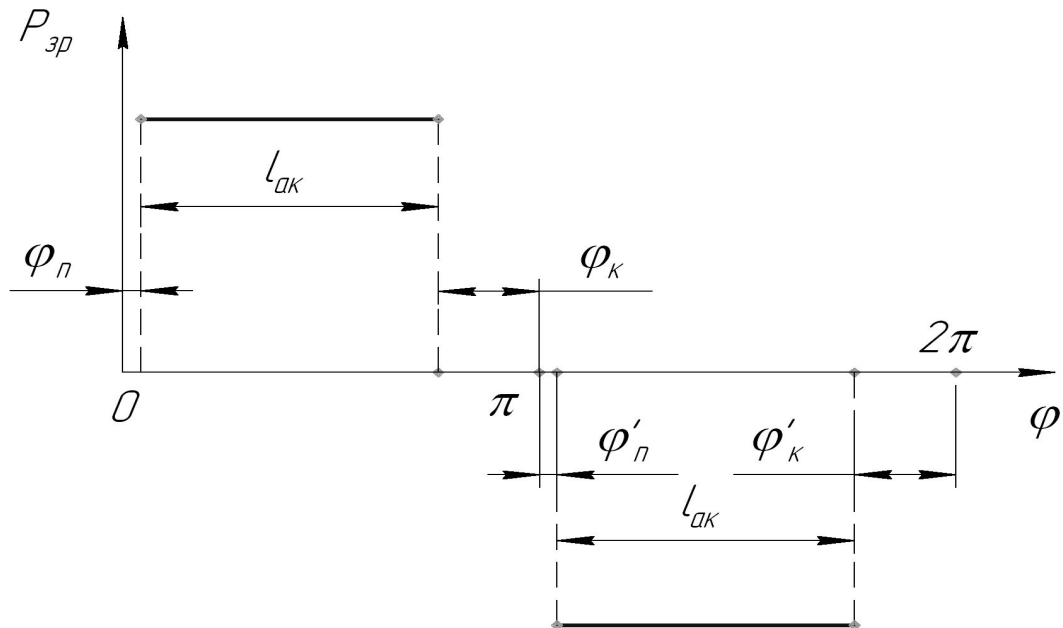


Рис. 2. Схематизація сили опору зрізування  $P_{зр}$

$$P_{зр}(x) = \begin{cases} 0, & 0 \leq x \leq \varphi_n; \\ \varepsilon f_H z / l_{ак}, & \varphi_n \leq x \leq \pi - \varphi_k; \\ 0, & -\varphi_k \leq x \leq \pi + \varphi'_n; \\ -\varepsilon f_H z / l_{ак}, & \pi + \varphi'_n \leq x \leq 2\pi - \varphi'_k; \\ 0, & 2\pi - \varphi'_k \leq x \leq 2\pi, \end{cases} \quad (3)$$



де  $x$  – змінна переміщення ножа  $s$ , що залежить від кута повороту кривошипа  $\varphi$ ;  $\varphi_n, \varphi_k$  – кути повороту кривошипа, що відповідають початку, кінцю ділянки зрізування при прямому ходу ножа;  $\varphi'_n, \varphi'_k$  – при зворотному ходу ножа.

Отримано коефіцієнти розкладу залежності (2) в ряд Фур'є на заданих проміжках зміни (3)

$$b_n = -\frac{\varepsilon f_H z}{l_{ak} \pi n} [\cos n(\pi - \varphi_k) - \cos n\varphi_n - \cos n(2\pi - \varphi'_k) + \cos n(\pi + \varphi'_n)] \quad (4)$$

Тоді (2) можна записати так:

$$P_{zp}(x) = -\frac{\varepsilon f_H z}{l_{ak} \pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} [\cos n(\pi - \varphi_k) - \cos n\varphi_n - \cos n(2\pi - \varphi'_k) + \cos n(\pi + \varphi'_n)] \sin nx. \quad (5)$$

Так як сили опору зрізування та інерції передаються на рухомі деталі різального апарата, то сила тертя в ньому є функцією переміщення ножа  $s$  (кута повороту кривошипа  $\varphi$ )

$$F(x) = \begin{cases} \left| f \frac{(P_{zp} + P_{in} + fG_n) \operatorname{tg} \beta}{1 - f \operatorname{tg} \beta} + fG_n \right|, & \text{якщо } 0 \leq x \leq s; \\ - \left| f \frac{(P_{zp} + P_{in} + fG_n) \operatorname{tg} \beta}{1 - f \operatorname{tg} \beta} + fG_n \right|, & \text{якщо } s \leq x \leq 2s, \end{cases} \quad (6)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя;  $G_n$  – вага ножа (Н);  $\beta = \arcsin\left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right)$  – кут, який утворює шатун з лінією ходу ножа (рад).

Враховуючи (1), (5), (6), на рис. 3 зображено порівняння навантаженості різального апарата від  $P_{in}$ ,  $P_{zp}$ , сили тертя  $F$  та суму даних опорів  $P$  як фактичний опір за умов: швидкість поступального руху машини – 2,2 м/с; питома робота, що витрачається на зрізування

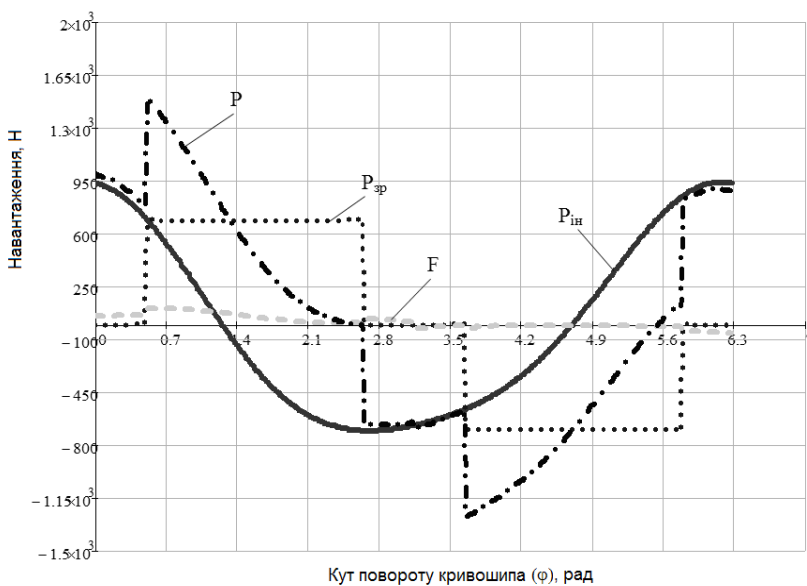


Рис. 3. Навантаження різального апарата

вітрачається на зрізування рослин з одиниці площі –  $200 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{м}^2$ ;

частота обертання кривошипа – 700 об/хв; кількість сегментів ножа – 18. За аналізом рис. 3 доведено, що домінуючим є навантаження від сили інерції.

Запропоновано в конструкцію привода косарки включити регульований пружинний пристрій. Він дасть можливість зменшити інерційні знакозмінні зусилля при зворотно-поступальному русі спинки ножа з сегментами, а також

енергетичні затрати на привод різального апарата в цілому з підвищенням надійності та ресурсу роботи кінематичних пар та ланок приводного механізму.

За розрахунковою схемою (рис. 4) і теорією для описування руху механічної системи розроблено математичну модель процесу роботи енергозберігаючого приводного механізму косарки сегментно-пальцевої, де кінетичну енергію  $T$  в рівнянні Лагранжа 2-го роду записано на основі співвідношень

$$T = J_{S_{np}}(\varphi) \frac{\dot{\varphi}^2}{2}, \quad \dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt}, \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = J_{S_{np}}(\varphi) \dot{\varphi}, \quad \frac{\partial T}{\partial \varphi} = \frac{\partial J_{S_{np}}(\varphi)}{\partial \varphi} \frac{\dot{\varphi}^2}{2},$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = J_{S_{np}}(\varphi) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{\partial J_{S_{np}}(\varphi)}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial t} \dot{\varphi} = J_{S_{np}}(\varphi) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{\partial J_{S_{np}}(\varphi)}{\partial \varphi} \dot{\varphi}^2. \quad (7)$$

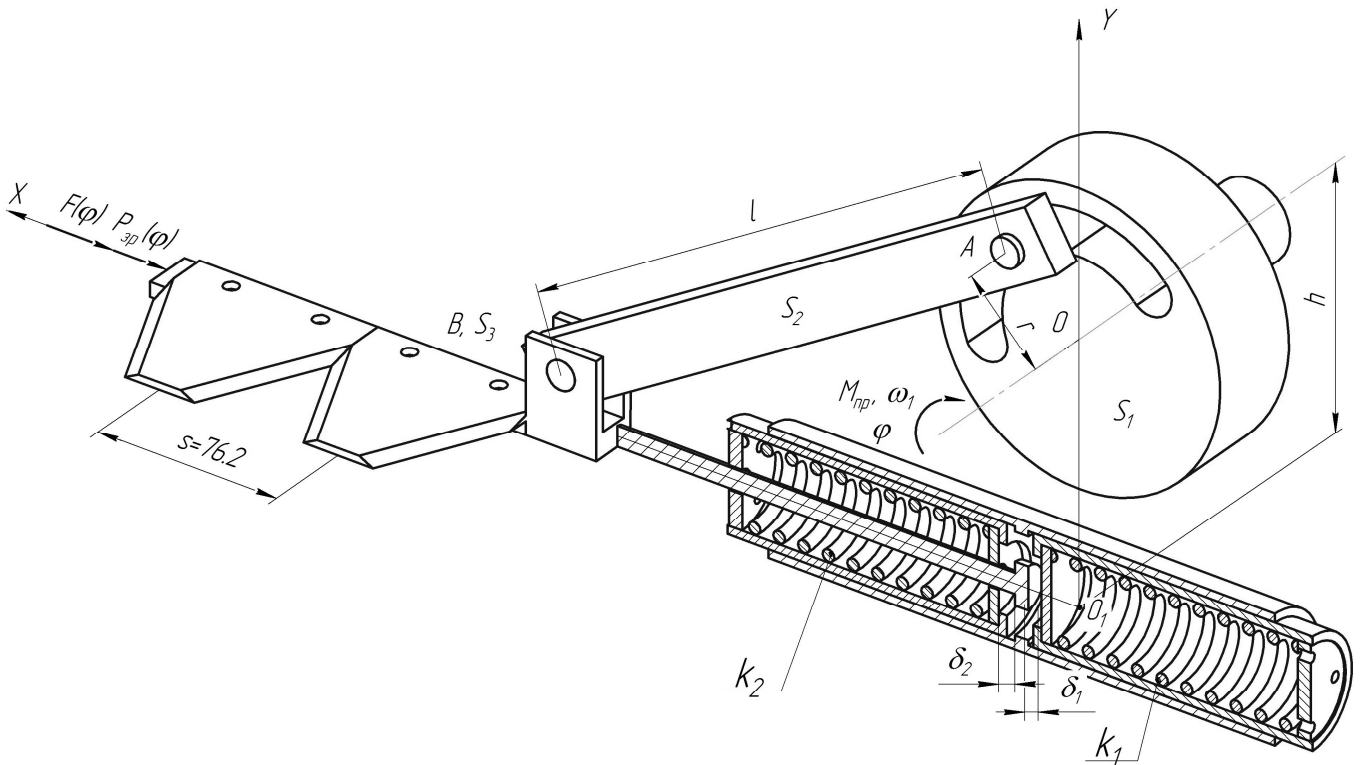


Рис. 4. Енергозберігаючий приводний механізм косарки сегментно-пальцевої

На основі аналізу роботи пружних елементів РПП величину сили пружин на різних етапах можна записати співвідношеннями (8) відповідно до рис. 5.

$$F_c(x) = - \begin{cases} k_1(s_1 - x), & 0 \leq x \leq s_1; \\ k_2(s_2 - x), & s_2 \leq x \leq s; \\ k_2(x - s_3), & s \leq x \leq s_3; \\ k_1(x - s_4), & s_4 \leq x \leq 2s, \end{cases} \quad (8)$$

де  $k_1, k_2$  – коефіцієнти жорсткості пружин (Н/м);  $s_1, s_3$  – переміщення ножа, що відповідають закінченню дії пружних елементів (м);  $s_2, s_4$  – переміщення ножа, що відповідають положенню початку дії пружних елементів (м);  $s$  – переміщення ножа при прямому його ходу (кінець робочого ходу) (м);  $2s$  – переміщення ножа при

зворотному ходу (м). Вказані переміщення ножа  $s$  є функціями кута повороту кривошипа  $\varphi$ .

Потенціальна енергія системи

$$\Pi = \frac{k_1(X_1(x))^2}{2} + \frac{k_2(X_2(x))^2}{2}, \quad (9)$$

де  $X_1(x)$ ,  $X_2(x)$  – функції переміщення першого і другого пружних елементів відповідно до умов (8).

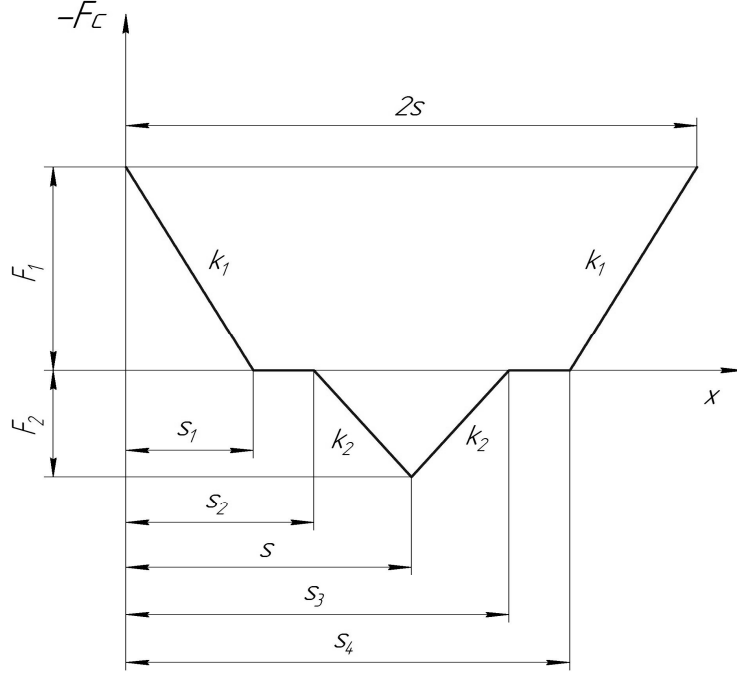


Рис. 5. Моделювання роботи пружних елементів

Функції переміщення

$$X_1(x) = \frac{a_{10}}{2} + \sum_n (a_{1n} \cdot \cos(n \cdot x) + b_{1n} \cdot \sin(n \cdot x)), \quad (10)$$

$$X_2(x) = \frac{a_{20}}{2} + \sum_n (a_{2n} \cos(nx) + b_{2n} \sin(nx)), \quad (11)$$

де:

$$a_{10} = \frac{-1}{s} \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot s_1^2 + \frac{1}{2} \cdot (2s)^2 - s_4 \cdot 2s + \frac{1}{2} \cdot s_4^2 \right);$$

$$a_{1n} = \frac{-1}{s} \left( \frac{-\cos(s_1 n) + 1 + \cos(2sn) + 2sn \sin(2sn) - s_4 \sin(2sn)n - \cos(s_4 n)}{n^2} \right); \quad (12)$$

$$b_{1n} = \frac{-1}{s} \left[ \frac{-(\sin(s_1 n) - s_1 - \sin(2sn) + 2sn \cos(2sn) - s_4 \cos(2sn)n + \sin(s_4 n))}{n^2} \right];$$

$$a_{20} = \frac{-1}{s} \cdot \left( s_2 \cdot s - s^2 - \frac{1}{2} \cdot s_2^2 - \frac{1}{2} \cdot s_3^2 + s_3 \cdot s \right);$$

$$a_{2n} = \frac{-1}{s} \frac{(s_2 \sin(sn)n - 2 \cos(sn) - 2sn \sin(sn) + \cos(s_2 n) + \cos(s_3 n) + s_3 \sin(sn)n)}{n^2}; \quad (13)$$

$$b_{2n} = \frac{-1}{s} \left[ \frac{-(s_2 \cos(sn)n + 2 \sin(sn) - 2sn \cos(sn) - \sin(s_2n) - \sin(s_3n) + s_3 \cos(sn)n)}{n^2} \right].$$

На основі залежностей (8)–(13) визначено потенціальну енергію приводного механізму косарки.

Узагальнений момент привода

$$Q = \frac{1}{\dot{\varphi}} \left( P_{zp}(\varphi) \vartheta_{S_3} + F(\varphi) \vartheta_{S_3} - G_1 \vartheta_{S_1Y} - G_2 \vartheta_{S_2Y} - G_3 \vartheta_{S_3Y} + M_{np} \dot{\varphi} \right), \quad (14)$$

де  $\vartheta_{S_3}$  – швидкість ножа (центра мас) уздовж горизонтальної осі  $X$  (м/с);  $\vartheta_{S_2Y}$  – швидкість центра мас шатуна вздовж вертикальної осі  $Y$  (м/с);  $\vartheta_{S_3Y}$  – швидкість центра мас ножа вздовж осі  $Y$  (м/с),  $\vartheta_{S_3Y} = 0$ ;  $\vartheta_{S_1Y}$  – швидкість центра мас шатуна вздовж осі  $Y$  (м/с);  $G_i$  – вага  $i$ -тої ланки (Н) ( $i = 1, 2, 3$ ).

За співвідношеннями (7), враховуючи (8)–(14), а також  $\frac{d\varphi}{dt} = const$ ;  $N_{np} = M_{np} \omega_1$ , отримано аналітичну залежність для визначення потужності, яка споживається приводом косарки  $N_{np}$ ,

$$N_{np} = \omega_1 \left( \frac{J'_{S_{np}}(\varphi)}{2} \cdot \left( \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + \frac{\partial \left( \frac{k_1(X_1(x(\varphi)))^2}{2} + \frac{k_2(X_2(x(\varphi)))^2}{2} \right)}{\partial \varphi} - \frac{\vartheta_{S_3}}{\dot{\varphi}} (P_{zp}(\varphi) + F(\varphi)) + G_1 \frac{\vartheta_{S_1Y}}{\dot{\varphi}} + G_2 \frac{\vartheta_{S_2Y}}{\dot{\varphi}} \right). \quad (15)$$

У третьому розділі «Програма і методика експериментальних досліджень» обґрунтовано програму та вибір обладнання й методів проведення досліджень з визначення енергетичних параметрів приводного механізму косарки.

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

Виокремлення моменту, який затрачається винятково на привод кривошипа і різального апарата, здійснено за допомогою розробленого моментоміра при від'єднаному кривошипі з кінематичним ланцюгом: вал з ведучою зірочкою, ланцюгова передача, вал привода з веденою зірочкою. Причому отримані значення є «нульовим рівнем» при визначенні робочих моментів привода косарки на режимах роботи з використанням РПП і без нього. Частота обертання кривошипа прийнята в діапазоні допустимих частот для раціональної роботи різального апарата.

Сконструйований карданний вал з моментоміром зображено на рис. 6.

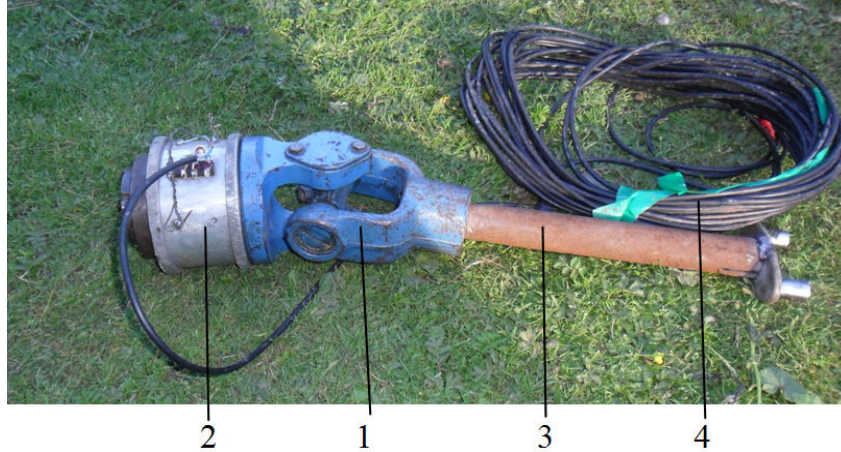


Рис. 6. Основні елементи тензометричного пристрою:

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

Сигнали фіксуються за допомогою універсальної реєструючої системи, розробленої на кафедрі технічної механіки, сільськогосподарських машин і транспортних технологій ТНТУ імені Івана Пулюя.

Фактори, змінні в ході експерименту: зазор ( $\delta$ ) між штоком і пружними елементами РПП (див. рис. 4) як регульований параметр, що залежить від умов роботи різального апарата і характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента;  $k_1$   $k_2$  – коефіцієнти жорсткості першого та другого пружних елементів. Фіксовані параметри: частота обертання кривошипа  $n_1$ , через показник кінематичного режиму роботи різального апарата пов'язана з поступальною швидкістю агрегату  $\vartheta_m$ ; питома робота зрізування рослин  $\varepsilon$  на заданій площі; довжина активної ділянки зрізування рослин  $l_{ак}$ , залежить від геометрії різальної пари.

На цій основі сплановано повний факторний експеримент (ПФЕ), для чого складено матрицю планування експерименту типу  $N = p^k$ , де число факторів  $k = 3$ , число рівнів  $p = 2$ , число дослідів  $N = 8$ , число повторних дослідів  $n_0 = 5$ .

**Четвертий розділ «Експериментальні дослідження та опрацювання результатів».** Розроблено методику визначення частоти обертання кривошипа косарки, запропоновано технологію проведення й опрацювання результатів натурних експериментальних досліджень, яка полягає у наступному. Косарка працює в агрегаті з міні-енергозасобом, за показами спідометра якого встановлюється частота обертання кривошипа через ряд виведених перевідних коефіцієнтів. Особливістю конструкції енергозасобу є багатоваріантність поєднань передавальних чисел кінематичних ланцюгів: головного потоку – привода коліс та потоку вала відбору потужності. Завдяки цьому він має значний ступеневий діапазон поступальних швидкостей агрегату в цілому, а також його конструкція передбачає чотири робочих швидкості ВВП.

За аналітично виведеним перевідним коефіцієнтом  $q_i$  встановлено частоту обертання двигуна  $n_{де}$

$$n_{\text{дв}} = v_{\text{сн}} q_i, \quad (16)$$

$$q_i = \frac{u_{\text{кнн}i} u_{\text{зол}}}{\pi d_D \cdot 10^{-3} \cdot 60}, \quad (17)$$

де  $v_{\text{сн}}$  – швидкість агрегату за показами спідометра енергозасобу (км/год);

$u_{\text{кнн}i}$  – передавальні числа силового агрегату на  $i$ -й передачі:  $u_{\text{кнн}I} = 4,11$ ,  $u_{\text{кнн}II} = 2,28$ ,  $u_{\text{кнн}III} = 1,70$ ,  $u_{\text{кнн}IV} = 1,30$ ;  $u_{\text{зол}} = 4,62$  – передавальне число головної передачі;  $d_D$  – діаметр колеса базової конструкції енергозасобу,  $d_D = 0,69$  м.

Тоді  $q_1 = 146,07$ ,  $q_2 = 81,03$ ,  $q_3 = 60,42$ ,  $q_4 = 46,20$ .

Частота обертів кривошипа косарки

$$n_{1i} = \frac{v_{\text{сн}} q_i}{u_{\text{кнн}i} u_{\text{пр}} u_{\text{к}}}, \quad (18)$$

де  $u_{\text{пр}}$  – передавальне число проміжної передачі,  $u_{\text{пр}} = 1,3$ ;  $u_{\text{к}}$  – передавальне число кінцевої передачі привода кривошипа,  $u_{\text{к}} = 1,06$ .

Для проведення експериментальних досліджень виготовлено дослідний зразок РПП, вигляд його в цілому й окремих деталей зображено на рис.7.

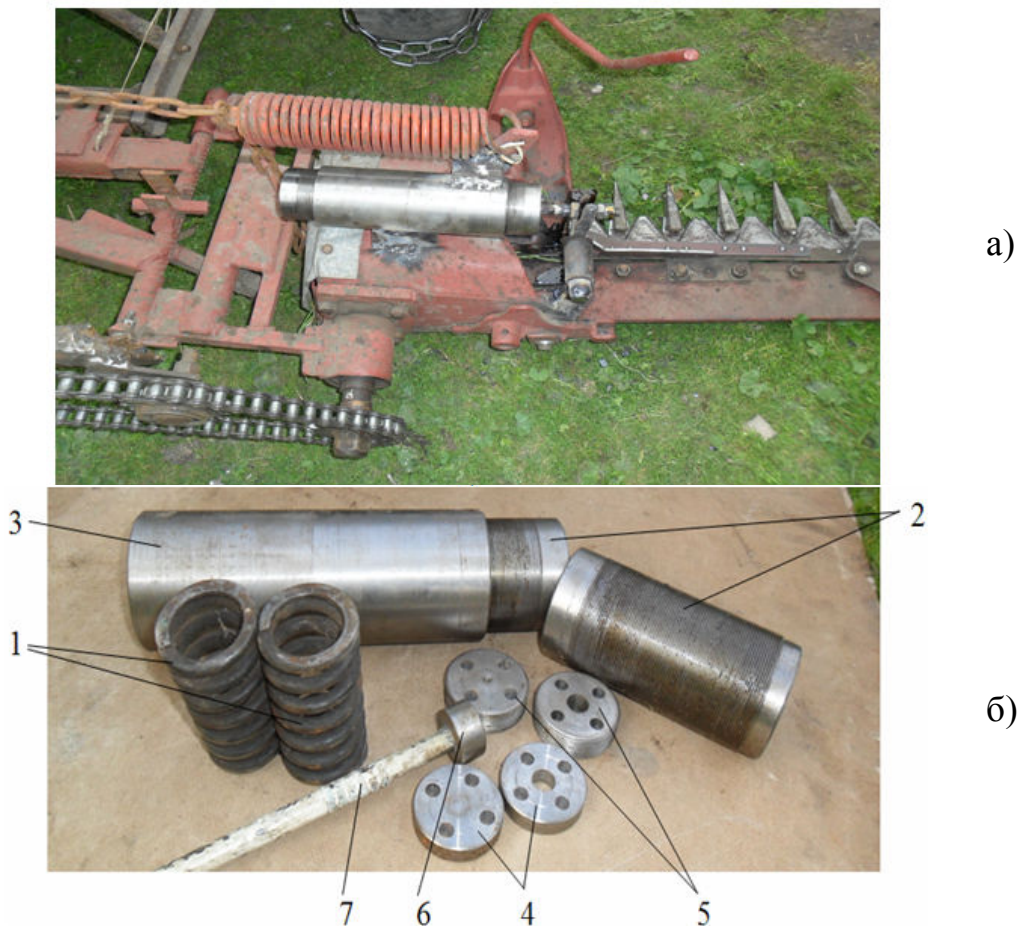


Рис. 7. Запропонований регульований пружинний пристрій:

а – монтаж на дослідному зразку косарки; б – компоненти пристрою: 1 – циліндричні пружини; 2 – втулки; 3 – корпус; 4, 5 – шайби; 6 – поршень; 7 – шток

Циліндричні пружини 1 (рис. 7б), що знаходяться у втулках 2, які мають внутрішню та зовнішню різьби для забезпечення можливості переміщень у корпусі 3. Стискування пружин 1 проходить у межах шайб 4, 5 при їх взаємодії з поршнем 6 штока 7, який з'єднаний зі спинкою ножа.

У втулках 2 нарізано внутрішню різьбу, якою переміщуються шайби 5, встановлюючи заданий ступінь стиснення пружин 1, забезпечуючи їм початкову деформацію (силу пружності). Переміщенням втулок 2 встановлюється необхідний зазор між поршнем 6 і шайбами 4, що є регульованим параметром ( $\delta$ ), який характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента (пружин) 1.

Дослідження проведено при фіксації:

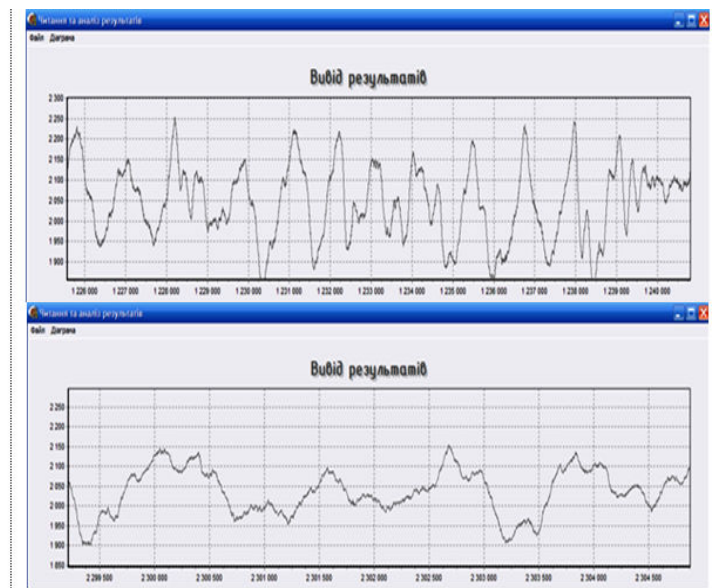
- значень крутного моменту, що передається ВВП трактора до робочої машини без урахування роботи РПП (традиційний метод скошування);
- значень крутного моменту, що передається ВВП трактора до робочої машини з урахуванням роботи РПП на основі обґрунтованих параметрів.

Натурні експерименти проведено при виконанні технологічного процесу (рис. 8а) і на холостому ходу.

Для порівняння отриманих результатів, рис. 8б, при середньому навантаженні різального апарата виділено максимальні значення й проведено їх статистичне



а)



б)

Рис. 8. Експериментальні польові випробування модернізованої косарки (а), осцилограми фрагментів досліджень (б)

опрацювання, на основі чого записано рівняння регресії з дійсними значеннями коефіцієнтів

$$y(x_1, x_2, x_3) = 0,04823x_1 + 0,06346x_2 + 459975x_3 - 0,000001586x_1x_2 - 7,89x_1x_3 - 14,945x_2x_3 + 0,000324x_1x_2x_3 + 433,1. \quad (19)$$

Результати досліджень наведено на рис. 9.

За отриманими поверхнями відгуку обґрунтовано вибір раціональних конструктивних параметрів приводного механізму косарки як функції кінематичного режиму роботи. На площі, для якої  $\varepsilon = 200 \text{ (Н} \cdot \text{м)}/\text{м}^2$ , частоті  $n_1 = 724 \text{ об/хв}$ , встановлено найменше споживання потужності при жорсткості першого і другого пружних елементів  $k_1 = k_2 = 45000 \text{ Н/м}$ ; параметра, що характеризує моменти початку (закінчення) роботи пружного елемента –  $\delta = 0,002 \text{ м}$ .

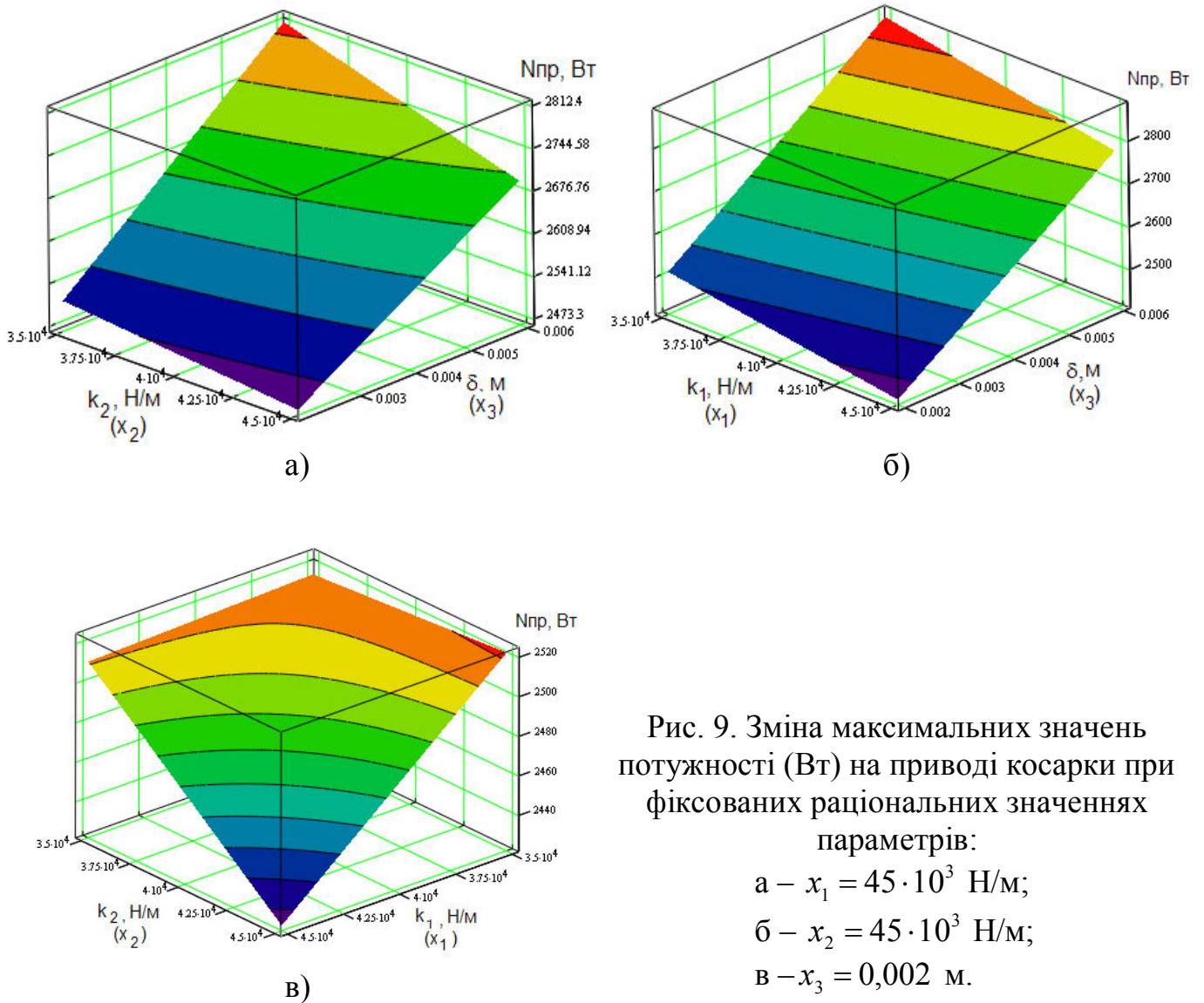


Рис. 9. Зміна максимальних значень потужності (Вт) на приводі косарки при фіксованих раціональних значеннях параметрів:

а –  $x_1 = 45 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ ;

б –  $x_2 = 45 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ ;

в –  $x_3 = 0,002 \text{ м}$ .

*П'ятий розділ «Практичні рекомендації та економічна ефективність застосування енергозберігаючого приводного механізму».* Розроблено регульований пружинний пристрій, що забезпечує зниження максимальних моментів на приводі з підтвердженням аналітичними та експериментальними дослідженнями в польових умовах. Кореляція результатів знаходиться в межах 12%.



На основі співвідношення (15) виділено момент привода  $M_{np}$ , графічна залежність якого наведена на рис. 10: суцільна лінія відображає процес роботи приводного механізму з РПП, пунктирна – базової конструкції дослідного зразка косарки.

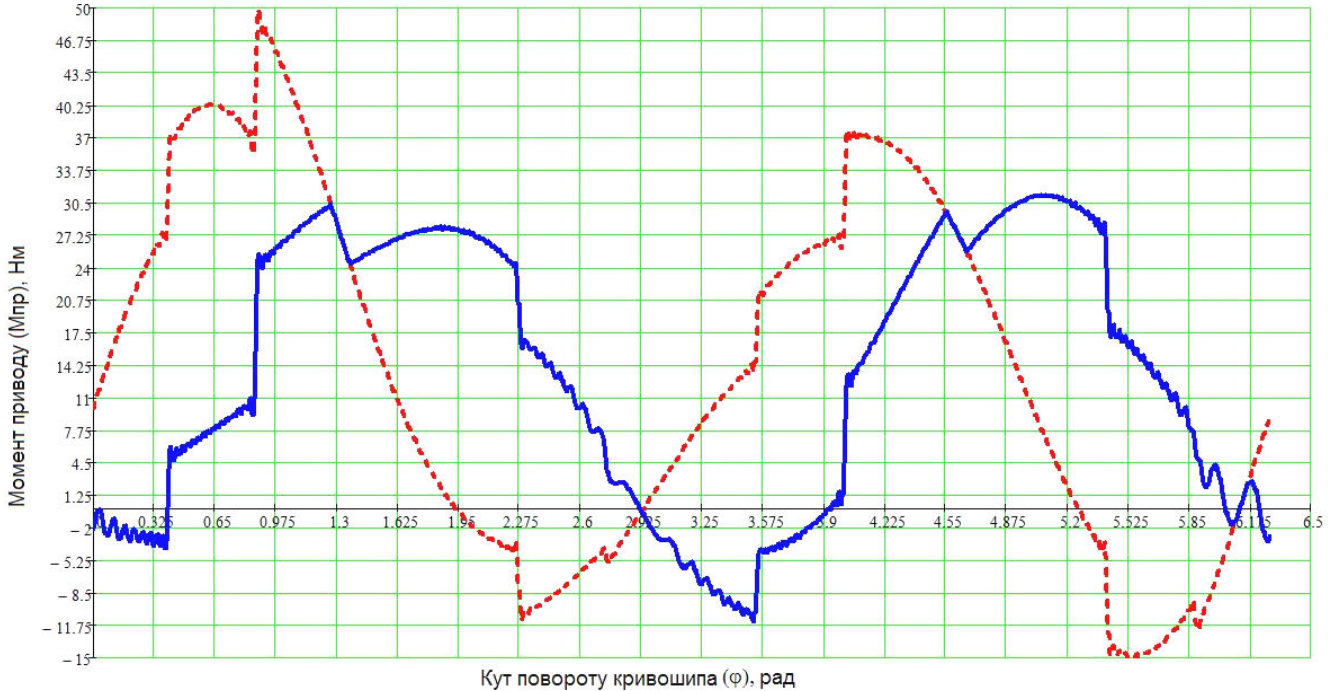


Рис. 10. Залежності зміни крутного моменту привода косарки від середньої навантаженості різального апарата

На основі графічної залежності (рис. 10) встановлено, що при питомій роботі різального апарата, яка витрачається на зрізування рослин для досліджуваної площі, згладжування пікових значень моментів привода відбувається при жорсткості першого і другого пружних елементів  $k_1 = k_2 = 45790$  Н/м (пружина № 169, десять з половиною витків), параметра, що характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента –  $\delta = 0,002$  м, пікові значення моменту привода знижуються на 37,6%.

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

Дослідженнями явища резонансу доведено, що при режимі роботи з  $n_1 = 724$  об/хв система не досягає області резонансу, власна частота системи  $106$  с<sup>-1</sup> з жорсткими елементами ( $k = k_1 = k_2 = 4,5 \cdot 10^4$  Н/м) і  $73,6$  с<sup>-1</sup> – з  $k = k_1 = k_2 = 2,2 \cdot 10^4$  Н/м, частота вимушених коливань –  $12,1$  с<sup>-1</sup>, наближення до резонансної зони можливе при обертах >6000 об/хв і 4300 об/хв відповідно.

Враховуючи викладені результати, а також користуючись методичними положеннями в роботах Л.А. Сосновського і В.Т. Троценка, визначено параметри надійності елементів різального апарата та його привода:

– спинки ножа: ефективний коефіцієнт концентрації напружень  $(k_{\sigma})_d = 2,552$ ; коефіцієнт запасу міцності спинки ножа при дії інерційних сил  $n' = 10,24$  при  $n_1 = 540$  об/хв вала кривошипа та  $n' = 2,75$  при збільшенні до  $n_{11} = 1040$  об/хв; ресурс роботи спинки ножа базового варіанта –  $N_u = 2,968 \cdot 10^7$  циклів, що відповідає роботі косарки протягом двох сезонів. Для розробленого енергозберігаючого привода –  $N_u = 8,482 \cdot 10^8$  циклів, що забезпечує більш як шість сезонів роботи косарки;

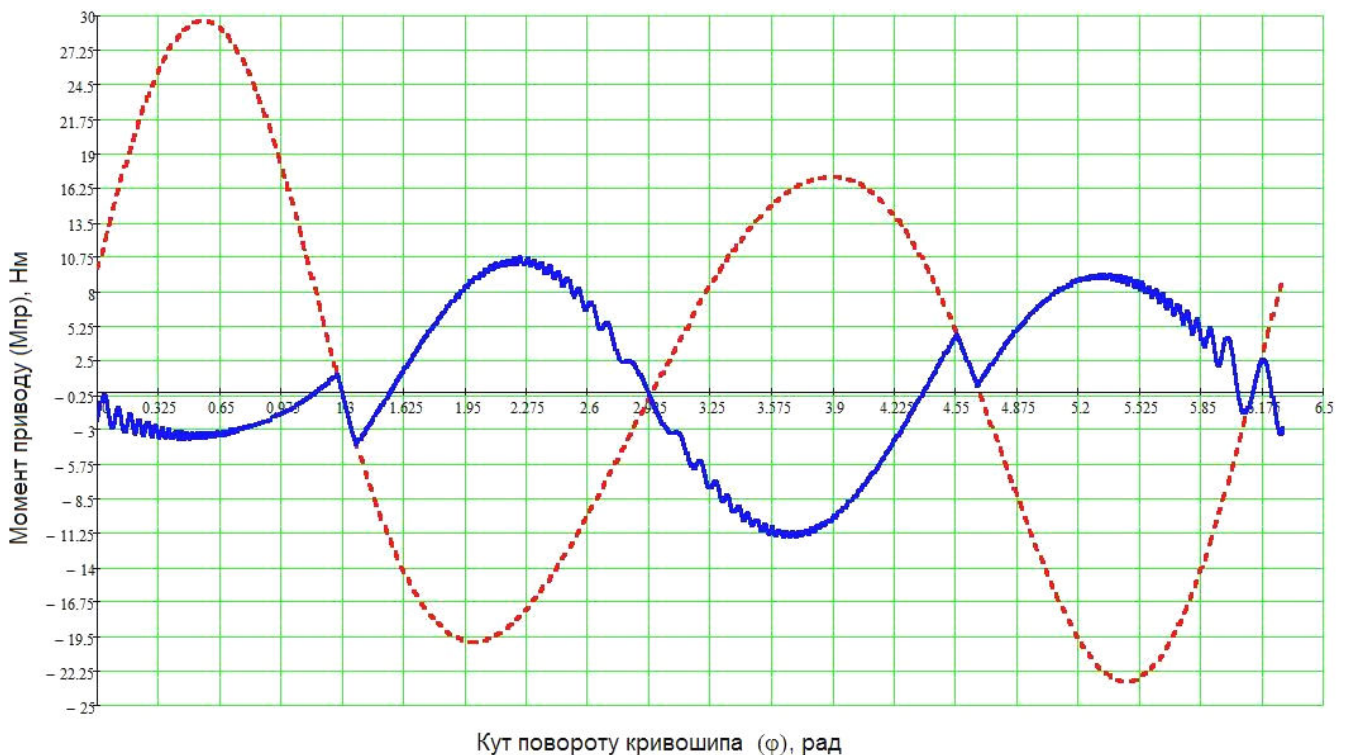


Рис. 11. Графік зміни крутного моменту привода косарки для холостого ходу різального апарата

– запас міцності пружин РПП складає  $n' = 1,73 \div 2,44$ , що забезпечує  $N = 10^{12} \div 10^{15}$  циклів навантаження (пружини № 136, 140, 144, 148, 165, 169 за ГОСТом 13768–68).

Розроблена косарка з енергозберігаючим приводом забезпечує підвищення продуктивності до  $W = 1,09$  га/год, що на 0,35 га/год (47,3%) більше продуктивності базової конструкції. Річний економічний ефект складає 5141 грн на одну машину, термін окупності – 2,7 року.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено важливе науково-технічне завдання підвищення ефективності роботи різального апарата косарки сегментно-пальцевої шляхом розроблення й застосування нової конструкції привода з регульованим пружинними пристроєм, для якого обґрунтовані кінематичні, конструктивні та силові параметри, що забезпечує високу продуктивність косарки і її низьке енергоспоживання.

В основу роботи покладено такі результати:

1. На основі аналізу й синтезу експлуатаційних показників косарок встановлено, що косарки сегментно-пальцеві споживають в 3–4 рази менше потужності у порівнянні з ротаційними; при цьому доведено, що продуктивність сегментно-пальцевих косарок доцільно збільшувати шляхом підвищення поступальної швидкості агрегату з паралельною синхронізацією відносної швидкості руху ножа.

2. На основі комплексних аналітичних досліджень сформульовано математичну модель навантаженості різального апарата, в результаті чого обґрунтовано співвідношення її складових: сили інерції – 54%; сили опору зрізування – 40%; сили тертя – 6% – при швидкості поступального руху машини 2,2 м/с, питомій роботі зрізування  $200 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{м}^2$ , частоті обертання кривошипа 700 об/хв та кількості сегментів ножа 18.

3. За розробленою математичною моделлю досліджено ефективність роботи енергозберігаючого привода косарки при  $n_1 = 540 \div 1000$  об/хв. Встановлено, що для частоти обертання кривошипа  $n_1 = 724$  об/хв зменшується енергоспоживання, тобто зниження максимальних значень моменту привода: на холостому ході – до 83%; при роботі з питомим навантаженням  $\varepsilon = 150 \text{ (Н} \cdot \text{м) / м}^2$  – 23,3÷46,7%; для середнього навантаження різального апарата ( $\varepsilon = 200 \text{ (Н} \cdot \text{м) / м}^2$ ) – 20,1÷42,2%; при роботі різального апарата з питомим навантаженням  $\varepsilon = 250 \text{ (Н} \cdot \text{м) / м}^2$  – 17,6÷37,1%.

4. Розроблено методику повного факторного експерименту типу  $2^3$  досліджень енергетичних параметрів приводного механізму косарки з отриманням перевідних коефіцієнтів для визначення частоти обертання кривошипа за показами спідометра енергозасобу.

За даними експериментальних досліджень, виходячи з позиції мінімального споживання потужності енергозберігаючим приводним механізмом, для різних режимів роботи косарки визначено раціональні конструктивні параметри регульованого пружинного пристрою: жорсткості першого та другого пружних елементів –  $2,2 \cdot 10^4 \div 4,5 \cdot 10^4$  Н/м, параметр, що характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента –  $0 \div 0,004$  м, при відносній похибці отриманих результатів теоретичним і експериментальним шляхами 12%.

5. При дослідженні коливних процесів для елементів привода встановлено, що система не досягає області резонансу: власна частота системи  $106 \text{ с}^{-1}$  при роботі з

найбільш жорсткими пружними елементами ( $k = k_1 = k_2 = 4,5 \cdot 10^4$  Н/м) та  $73,6 \text{ с}^{-1}$  – з найменш жорсткими елементами ( $k = k_1 = k_2 = 2,2 \cdot 10^4$  Н/м) при частоті вимушених коливань  $12,1 \text{ с}^{-1}$  (частота кривошипа  $n_1 = 724$  об/хв), а також враховуючи присутність у системі дисипативних сил.

6. За дослідженнями характеристик міцності та ресурсу роботи найбільш навантажених елементів косарки встановлено:

– для спинки ножа: ефективний коефіцієнт концентрації напружень  $(k_\sigma)_d = 2,552$ ; коефіцієнт запасу міцності спинки ножа при дії інерційних сил  $n' = 10,24$  при  $n_1 = 540$  об/хв та  $n' = 2,75$  –  $n_{11} = 1040$  об/хв; ресурс роботи спинки ножа базового варіанта –  $N_y = 2,968 \cdot 10^7$  циклів, для енергозберігаючого привода з S-подібними пружними елементами –  $N_y = 8,482 \cdot 10^8$ ;

– запас міцності пружних елементів РПП  $n' = 1,73 \div 2,44$ , що забезпечує  $N = 10^{12} \div 10^{15}$  циклів навантаження (пружини № 136, 140, 144, 148, 165, 169 за ГОСТом 13768–68).

7. При розрахунку продуктивності косарки і, відповідно, розробленого агрегату встановлено, що  $W = 1,09$  га/год, що на  $0,35$  га/год ( $47,3\%$ ) більше продуктивності базової конструкції косарки. Річний економічний ефект складає  $5141$  грн на одну машину, термін окупності –  $2,7$  року.

Матеріали досліджень, що виконані у дисертаційній роботі, передані та використовуються конструкторським бюро ТЗОВ «Лемберг Індастріал Парк» (м. Львів).

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

*Статті у наукових фахових виданнях.*

*Публікації у наукових виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз*

1. Бабий А. Математическая модель нагрузки привода режущего аппарата косилки / А. Бабий, М. Бабий, Т. Рыбак // Motrol, 2014. – Commission of motorization and energetics in agriculture. – Lublin. Vol. 16, No 4. – С. 275–284. (Index Copernicus)

2. Бабій М. Дослідження роботи енергозберігаючого приводного механізму косарки / М.В.Бабій, А.В. Бабій // Вісник ТНТУ. Випуск 1 (77), 2015. – С.149–161. (Inspec).

*Статті у наукових фахових виданнях України*

3. Бабій А.В. Обґрунтування конструктивних особливостей енергозберігаючого приводного механізму косарки / Бабій А.В., Рибак Т.І., Бабій М.В. // Вісник ХНТУСГ. – Випуск 134 “Технічний сервіс машин для рослинництва”. – Харків, 2013. – С.116–122.

4. Бабій А.В. Дослідження впливу конструкторсько-технологічних факторів на запас міцності спинки ножа косарки / Бабій А.В., Бабій М.В. // Вісник ХНТУСГ. –

Випуск 139. “Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва”. – Харків, 2013. – С.187–192.

5. Бабій А. Динамічна модель енергозберігаючого приводного механізму косарки / А. Бабій, М.Бабій // Вісник ХНТУСГ. – Випуск 145 “Технічний сервіс машин для рослинництва”. – Харків, 2014. – С.112–118.

6. Бабій А. Підвищення надійності привідного механізму косарки / А.В. Бабій, М.В. Бабій // Вісник ХНТУСГ. – Випуск 151 “Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва”. – Харків, 2014. – С.228–232.

7. Бабій М. Дослідження ресурсу роботи спинки ножа сегментно-пальцевого різального апарату / М.В. Бабій, П.В. Попович, А.Й. Матвіїшин, А.В.Бабій // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Вип. 45. – Ч. I. – Кіровоград: КНТУ, 2015. – С. 120–126.

8. Бабій М.В. Підвищення ефективності роботи різального апарату косарки / М.В. Бабій, П.В. Попович, А.В. Бабій // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. – Випуск 170 “Технічний сервіс машин для рослинництва”. – Харків, 2016. – С.176–180.

#### *Патенти*

9. Бабій А.В. Привідний механізм косарки / Бабій А.В., Рибак Т.І., Бабій М.В. Деклараційний патент на корисну модель 86536 A01D 34/30 (2006.01); заявлено 18.03.2013 u201303244, опубліковано 10.01.2014, бюл. № 1.

10. Бабій А.В. Привідний механізм косарки / Бабій А.В., Рибак Т.І., Бабій М.В. Деклараційний патент на корисну модель 86797 A01D 34/00; заявлено 15.07.2013 u201308853, опубліковано 10.01.2014, бюл. № 1.

11. Бабій А.В. Палець ріжучого апарату / Бабій А.В., Бабій М.В. Деклараційний патент на корисну модель 92054 A01D 34/02 (2006.01); заявлено 25.07.2014 u201402297, опубліковано 25.07.2014, бюл. № 14.

12. Бабій А.В. Привідний механізм косарки / Бабій А.В., Бабій М.В. Деклараційний патент на корисну модель 92982 A01D 34/00 (2014.01); заявлено 10.09.2014 u201404200, опубліковано 10.09.2014, бюл. № 17.

#### *Матеріали і тези наукових конференцій*

13. Бабій А.В. Аналіз конструктивних особливостей приводних механізмів косарок сегментно-пальцевих / Бабій А.В., Рибак Т.І., Бабій М.В // Збірник тез доповідей XVI наукової конференції ТНТУ. Том II Матеріалознавство та машинобудування. – Тернопіль, 2012. – С. 124.

14. Бабій А. Визначення приведенного моменту інерції приводного механізму різального апарату / А. Бабій, М. Бабій, А. Матвіїшин // Збірник тез доповідей XVII наукової конференції ТНТУ “Природничі науки та інформаційні технології”. – Том 1. – ТНТУ, Тернопіль, 2013. – С.29.

15. Бабій А. Дослідження коефіцієнта запасу міцності спинки ножа косарки / А. Бабій, М.Бабій, О. Ферендюк // Збірник тез доповідей міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів «Актуальні задачі сучасних технологій». – Тернопіль, 2013. – С.62–63.

16. Рибак Т.І. Дослідження процесу енергоспоживання різальними апаратами сучасних косарок / Т.І. Рибак, М.В. Бабій / Матеріали ІХ-ї міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». – КНТУ, 2013. – С.140–142.

17. Рибак Т. Експериментальні дослідження приводу косарки / Т. Рибак, М.Бабій, А. Бабій / Тези доповідей ХVІІІ-ї наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя. – Тернопіль, 2014. – С. 84–85.

18. М.В. Бабій. Дослідження запасу міцності пружного елемента приводу косарки / М.В. Бабій, А.В. Бабій, Н.Б. Гаврон / Збірник тез доповідей міжнародної науково-технічної конференції молодих учених та студентів "Актуальні задачі сучасних технологій", – Тернопіль, 2014. – С.70–71.

19. Бабій М.В. Польові випробування приводу косарки / М.В. Бабій // Збірник тез доповідей всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих учених “Досягнення та перспективи галузі сільськогосподарського виробництва”. – Кіровоград: КНТУ, 2015. – С.45–49.

20. Бабій М.В. Моделювання опору зрізу рослин в сегментно-пальцевому різальному апараті косарки / М.В. Бабій // Фундаментальні та прикладні проблеми сучасних технологій: зб. тез доповідей міжнар. наук.-техн. конф. присвяченої 55-річчю заснування ТНТУ та 170-річчю з дня народження І. Пулюя. – Тернопіль: ТНТУ, 2015. – С. 79–80.

## АНОТАЦІЯ

**Бабій М.В. Обґрунтування параметрів енергозберігаючого приводу косарки сегментно-пальнової.** – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Тернопіль, 2016.

У дисертаційній роботі вирішено важливе науково-технічне завдання підвищення ефективності роботи різального апарата косарки сегментно-пальнової шляхом розроблення і застосування нової конструкції приводу з регульованим пружинним пристроєм, для якого обґрунтовані кінематичні, конструктивні та силові параметри, що забезпечує високу продуктивність косарки і її низьке енергоспоживання.

Уточнено аналітичні залежності, якими описано кінематику приводу косарки із заданою раціональною точністю, а також складові навантаження різального апарата з приведенням їх до суми неперервних диференційованих функцій.

За розробленою математичною моделлю роботи енергозберігаючого приводного механізму косарки з регульованим пружинним пристроєм обґрунтовано його конструктивні та кінематичні параметри. Ефектом роботи є значне зниження максимальних значень моментів привода, що в комплексі дозволило підвищити відносну швидкість ножа різального апарата косарки, а від того – і її продуктивність.

Для розробленого дослідного зразка косарки розроблено методику повного факторного експерименту типу  $2^3$  для досліджень енергетичних параметрів приводного механізму, що містить регульований пружинний пристрій з отриманням перевідних коефіцієнтів для визначення частоти обертання кривошипа. В ході проведення натурного експерименту встановлено його раціональні конструктивні, кінематичні та силові параметри при заданій продуктивності косарки з умовою мінімального споживання потужності.

**Ключові слова:** косарка, різальний апарат, енергозберігаючий привод, регульований пружинний пристрій, момент привода, навантаження, продуктивність.

## АННОТАЦИЯ

**Бабий М.В. Обоснование параметров энергосберегающего привода косилки сегментно-пальцевой.** – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.11 – Машины и средства механизации сельскохозяйственного производства. – Тернопольский национальный технический университет имени Ивана Пулюя, Тернополь, 2016.

В диссертационной работе решена важная научно-техническая задача повышения эффективности работы режущего аппарата косилки сегментно-пальцевой путем разработки и применения новой конструкции привода с регулируемым пружинным устройством, для которого обоснованы кинематические, конструктивные и силовые параметры, что обеспечивает высокую производительность косилки и ее низкое энергопотребление.

Проведен анализ и синтез эксплуатационных показателей косилок, где установлено, что косилки с сегментно-пальцевым режущим аппаратом потребляют в 3–4 раза меньше мощности по сравнению с ротационными. Исследованы направления повышения производительности косилок, на основе чего обоснованно наиболее рациональные. Сюда принадлежит повышение поступательной скорости агрегата с одновременным увеличением двойных ходов ножа через увеличение частоты вращения кривошипа. Это приведет к значительному росту инерционных сил через увеличение максимальных значений ускорений подвижных масс. Поэтому для исследуемого типа режущих аппаратов проведен обзор схем приводных механизмов с обоснованием их преимуществ и недостатков. Установлено, что перспективным направлением уравнивания инерционных сил в механизме является использование упругих элементов в конструкции привода.

Разработана новая конструкция режущего аппарата косилки сегментно-пальцевой с кривошипно-шатунным приводным механизмом, в состав которого входит регулируемое пружинное устройство. Роль данного устройства заключается в том, что оно даст возможность уменьшить инерционные знакопеременные усилия при возвратно-поступательном движении ножа, поглощая кинетическую энергию подвижных масс, для накопления потенциальной энергии деформации упругих элементов с отдачей этой энергии назад в систему при обратном ходу ножа. Это уменьшит энергетические затраты на привод режущего аппарата в целом с повышением надежности и ресурса работы кинематических пар и звеньев приводного механизма.

При этом аналитическим путем исследованы основные кинематические параметры элементов такого привода, сформулирована расчетная модель энергопотребления в процессах скашивания и определены показатели энергоэффективности его работы.

В результате таких исследований установлено, что в данном агрегате при наиболее рациональной частоте вращения кривошипа косилки  $n_1 = 724$  об/мин уменьшается энергопотребление через снижение максимальных значений момента привода: на холостом ходу – до 83 %; при работе с удельной нагрузкой  $\varepsilon = 150 (Н \cdot м) / м^2$  – от 23,3 % до 46,7 %; при средней нагрузке режущего аппарата ( $\varepsilon = 200 (Н \cdot м) / м^2$ ) – от 20,1% до 42,2 %; при работе режущего аппарата с удельной нагрузкой  $\varepsilon = 250 (Н \cdot м) / м^2$  – от 17,6 % до 37,1 %.

Для подтверждения адекватности теоретической модели технологического процесса работы приводного механизма косилки предложены оригинальные программа и методика экспериментальных исследований, которые включают этапы: разработка и изготовление регулируемого пружинного устройства; фиксирование частоты вращения кривошипа на устоявшемся режиме работы косилки; установление на приводе моментомера для фиксации величины моментов, которые передаются приводом косилки.

За результатами экспериментальных исследований с позиции минимального потребления мощности энергосберегающим приводным механизмом на разных режимах работы косилки определены рациональные конструктивные параметры регулируемого пружинного устройства: жесткости первого и второго упругих элементов –  $2,2 \cdot 10^4 \div 4,5 \cdot 10^4$  Н/м, параметр, который характеризует момент начала (окончания) работы упругого элемента –  $0 \div 0,004$  м, при относительной погрешности полученных результатов теоретическим и экспериментальным путями – 12%.

Установлен уровень энергоэффективности привода на разных кинематических режимах работы косилки и при скашивании культур с разными физико-механическими свойствами. Путем расчета частот колебаний элементов привода установлено, что система не достигает области резонанса.

На основании расчетов прочности и долговечности за классическими теориями определены показатели сопротивления усталости отдельных элементов привода режущего аппарата.



При расчете производительности косилки и, соответственно, разработанного агрегата установлено, что  $W = 1,09$  га/ч, что на 0,35 га/ч (47,3%) больше производительности базовой конструкции косилки. Годовой экономический эффект составляет 5141 грн на одну машину, срок окупаемости – 2,7 года.

**Ключевые слова:** косилка, режущий аппарат, энергосберегающий привод, регулируемое пружинное устройство, момент привода, нагрузка, производительность.

## ANNOTATION

**Babiy M.V. Interpreting of the energy-saving drive parameters for segment-pin mover.** – Manuscript.

The dissertation is submitted for the scientific degree of Candidate of Sciences (Engineering) in specialism 05.05.11 – Machines and mechanization means of the agricultural production – Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University, Ternopil, 2016.

Important scientific-technological task to improve the efficiency of the cutting device operation of the segment-pin mover has been solved in the dissertation by the development and application of new design of the drive with regulated spring device. Kinematic, construction and power parameters, which provide high efficiency of the mower and its low energy consumption, have been interpreted.

Analytical dependencies are specified, taking advantage of which the kinematics of the mower drive with the given rational accuracy is described, as well as the loading components of the cutting device, presenting them as the sum of continuous differential functions.

Construction and kinematic parameters of the regulated spring device of the energy-saving drive mechanism operation of the mower have been interpreted according to the developed mathematic model. The outcome results in the sufficient decrease of the maximum values of the drive moments, which makes possible to increase the relative speed of the mover cutter, therefore, to increase its efficiency.

The method of the complete factor  $2^3$  type experiment to investigate the energy parameters of the drive mechanism, which contains regulated spring device possessing conversion factors for finding the crank rotation frequency, has been developed for the developed experimental model.

During field experiment its rational construction, kinematic and power parameters under given efficiency of the mower with the minimum energy consumption, have been found.

**Key words:** mover, cutting, device, energy-saving drive, regulated spring device, device moment, loading, efficiency.

Підписано до друку 26.08.2016. Формат 60×90, 1/16.  
Друк лазерний. Папір офсетний. Гарнітура TimesNewRoman.  
Умовно-друк. арк. 0,9. Наклад – 100 прим.  
Замовлення № 260816

\*\*\*\*\*

Друк ФОП Паляниця В. А.  
Свідоцтво ДК №4870 від 20.03.2015 р.  
м. Тернопіль, вул. Б. Хмельницького, 9а, оф.38.  
тел. (0352) 528-777.