

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

**Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя**

На правах рукопису

Бабій Марія Василівна

УДК 631.352.2

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

**05.05.11 – Машини і засоби механізації сільськогосподарського
виробництва**

**Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата
технічних наук**

Науковий керівник
Попович Павло Васильович
доктор технічних наук, доцент

Тернопіль – 2016

ЗМІСТ

ВСТУП	4
РОЗДІЛ 1. Аналіз існуючих засобів підвищення ефективності процесу скошування трав	9
1.1. Функціональна та енергетична ефективність існуючих різальних апаратів косарок	9
1.2. Способи підвищення продуктивності роботи сегментно-пальцевих різальних апаратів	17
1.3 Аналіз основних типів приводних механізмів для різальних апаратів з підпірним зрізуванням.	24
1.4 Огляд основних підходів до вдосконалення приводних механізмів різальних апаратів.....	31
1.5. Аналіз конструктивних особливостей приводів з компенсаційними пружними елементами.....	40
Висновки до першого розділу	45
РОЗДІЛ 2. Теоретичне обґрунтування конструктивних і кінематичних параметрів енергозберігаючого привода косарки	48
2.1. Теоретичне дослідження основних кінематичних параметрів приводного механізму сегментно-пальцевого різального апарата	48
2.2. Визначення залежностей для складових енергоспоживання в процесі зрізування для сегментно-пальцевого різального апарата з кривошипно-шатунним приводним механізмом	54
2.3. Математична модель роботи енергозберігаючого приводного механізму косарки сегментно-пальцевої	74
2.4. Дослідження енергоефективності роботи енергозберігаючого приводного механізму косарки	92
Висновки до другого розділу.....	93

РОЗДІЛ 3. Програма і методика експериментальних досліджень	95
3.1. Програма і методика досліджень	95
3.2. Характеристики технічного обладнання для проведення експериментальних досліджень	100
3.3. Підготовка і робота вимірювальної системи	106
3.4. Планування експерименту	111
Висновки до третього розділу	115
РОЗДІЛ 4. Експериментальні дослідження та опрацювання результатів ..	116
4.1. Розроблення конструкції та способу монтажу регульованого пружинного пристрою на різальний апарат косарки	116
4.2. Розроблення методики для визначення частоти обертання кривошипа косарки за кінематичними показниками енергозасобу	118
4.3. Проведення експерименту	125
4.4. Аналітичне опрацювання результатів експерименту	131
Висновки до четвертого розділу	137
РОЗДІЛ 5. Практичні рекомендації та економічна ефективність застосування енергозберігаючого приводного механізму	138
5.1. Дослідження енергоефективності роботи привода та опору втомі окремих його елементів	138
5.2. Конструктивні рішення виконання РПП	153
5.3. Інші заходи для підвищення ефективності роботи різального апарата	156
5.4. Економічна ефективність впровадження енергозберігаючого приводного механізму косарки	161
Висновки до п'ятого розділу	167
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	169
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	172
ДОДАТКИ	185

ВСТУП

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.

Актуальність теми. 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 [75–77, 124], 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: [1, 8, 125] – проведено порівняльний аналіз енергоспоживання різними типами косарок та запропоновано підходи для підвищення їх енергоефективності; [9, 66, 78] – досліджено кінематику та розроблено динамічну модель енергозберігаючого привода; [111, 114, 115, 121, 122] – визначено основні параметри довговічності найбільш навантажених елементів привода; [71, 74] – запропоновано математичну модель навантаженості різального апарата косарки; [90, 95, 97] – розроблено програму та методику експериментальних досліджень, проведено статистичне опрацювання результатів експерименту; [75–77, 124] – 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 конференція 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 50 рисунків, 17 таблиць, а також додатків на 14 сторінках. Список використаних літературних джерел містить 129 найменувань.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ ЗАСОБІВ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ПРОЦЕСУ СКОШУВАННЯ ТРАВ

1.1. Функціональна та енергетична ефективність різальних апаратів косарок

Підвищення ефективності галузі тваринництва є одним з пріоритетних напрямків розвитку сільськогосподарського виробництва. Збільшення виробництва продукції, підвищення її якості і ефективності залежить від кормової бази, науково обґрунтованої системи годівлі тварин і т.д. Кормова база зв'язує в єдиний тандем тваринницьку і рослинницьку галузі. Тому кормовиробництво є однією з найважливіших галузей агропромислового комплексу України, темпи і науково-технічний рівень розвитку якого багато в чому визначають вирішення продовольчої проблеми країни.

Аналізуючи основні причини зниження рівня розвитку виробництва кормів для тваринництва, є велика нестача кормозбиральних машин в господарствах або ж їх незадовільний технічний стан. Відсутність необхідної техніки не дозволяє здійснювати заготівлю кормів в стислі агротехнічні терміни за прогресивними технологіями [1].

Основою для заготівлі різних видів кормів служать природні і сіяні трави, стебла зернових і просапних культур. Найбільша кількість поживних речовин (протеїн – прості білки, каротин, вітаміни А та ін.) міститься у зеленій масі (траві, стеблах), яку можна скошувати тільки у літній період. На весь інший період року необхідно мати для годівлі тварин консервовану рослинну масу: сіно, сінаж, силос, трав'яне борошно.

Із природних найурожайнішими є лукові трави, з яких одержують близько 30-40 ц/га сухого сіна. З сіяних трав найбільшу цінність становлять бобові (люцерна, конюшина).

Наприклад, сіно з бобових культур першого, другого і третього класів

повинне містити протеїну відповідно не менше 14, 10 і 8%, каротину – 30, 20 і 15 мг в 1 кг корму. Клітковина в кормах допускається не більше 30 %. У сінажі допустимо 40...60% сухої речовини, вміст каротину – не менше 40 мг в 1 кг корму, а протеїну – 13...15%. У 1 кг трав'яної муки повинно бути не менше 12...18% протеїну і до 250 міліграмів каротину [2, 3, 4].

Щоб одержати сіно високої якості та уникнути втрат, траву слід скошувати в оптимальні агротехнічні строки, правильно вибирати висоту зрізування. Для якнайповнішого збору урожаю доцільно зрізати рослини як можна нижче. Проте при значних нерівностях поля це може привести до засмічення сіна ґрунтом, дерниною і залишками торішніх рослин, а також може виникати виривання кореневої системи або ж її виморожування взимку. З урахуванням викладеного, оптимальна висота зрізування рекомендується: для природної трави – до 6 см, для сіяної – до 8 см. Згрібати та скиртувати сіно у найкоротший строк. Найоптимальніший строк збирання трави на сіно – період колосіння злакових та бутонізації бобових трав. Збирання слід закінчувати не пізніше періоду масового їх цвітіння [5].

Якщо розглядати технологічний процес збирання трав на сіно, то можна виділити такі операції: скошування трави (можна поєднувати з плющенням); підсихання у покосах (для прискорення підсихання траву перевертають); згрібання трави у валки та підсушування її у валках; збирання сіна з валків і складання у копиці або у тюки; транспортування його до місця зберігання та використання.

Оскільки технологічний процес збирання кормових та інших сільськогосподарських культур починають із скошування трав або стебел, першими у цьому процесі використовують косарки. Їх класифікують за такими ознаками (рис.1.1, 1.2) [5]:

результатами роботи: косарка (скошування стебел), косарка-плющилка (скошування з плющенням зрізаних стебел), косарка-подрібнювач (скошування з подрібненням стебел);

розташуванням різального апарата відносно рами машини або трактора:

одно-, дво- або трибрусові косарки;

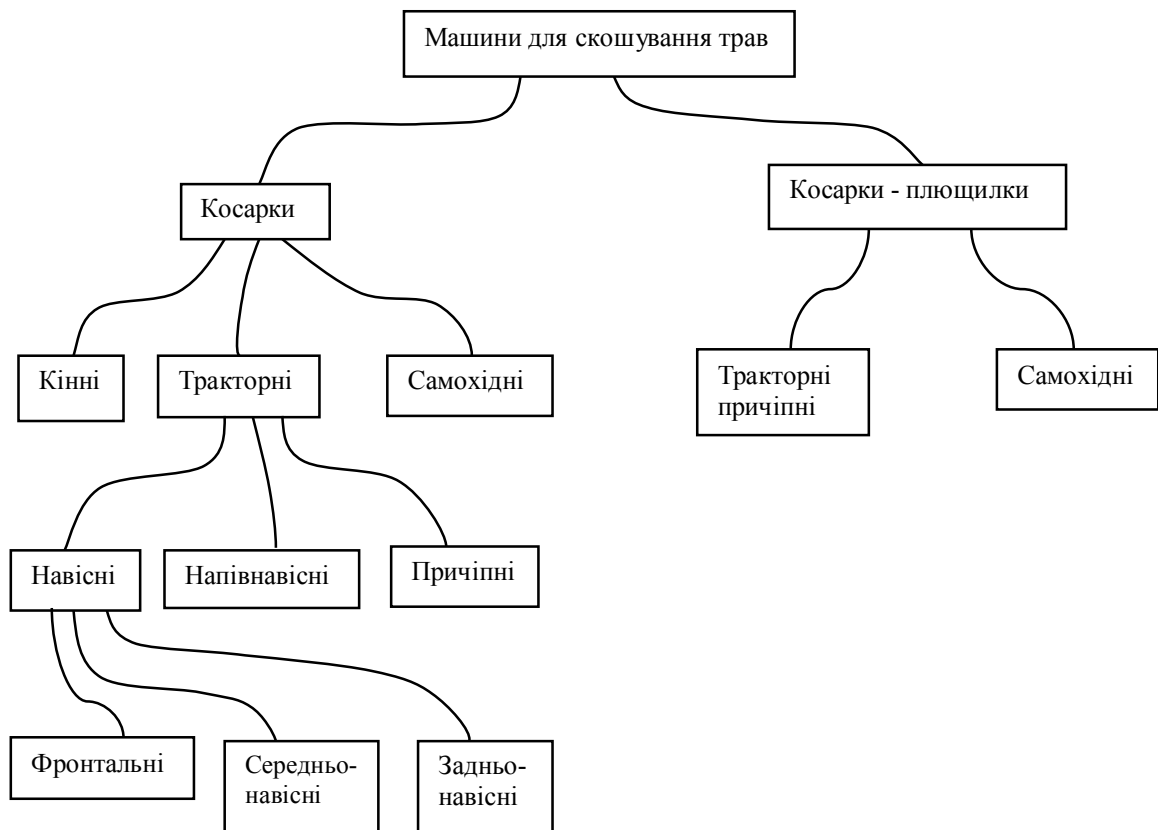


Рис. 1.1. Класифікація машин для скошування трав [6].

видом різальних апаратів: сегментні зі зворотно-поступальним рухом ножа, ротаційні з обертальним рухом ножа навколо горизонтальної або вертикальної осі обертання, рис. 1.2;

видом тяги: пішохідні, кінні, тракторні, самохідні, рис. 1.1;

характером з'єднання з енергетичним засобом: напівпричіпні, начіпні та напівначіпні.

Зрозумілим є те, що такі машини повинні бути високоефективними при виконанні технологічного процесу скошування, надійними в роботі та енергоощадними щодо їх привода. Саме «енергоощадність» при проектуванні сучасних сільськогосподарських машин чи вдосконаленні вже існуючих виходить на перший план при реалізації стратегії розвитку сільськогосподарського машинобудування.

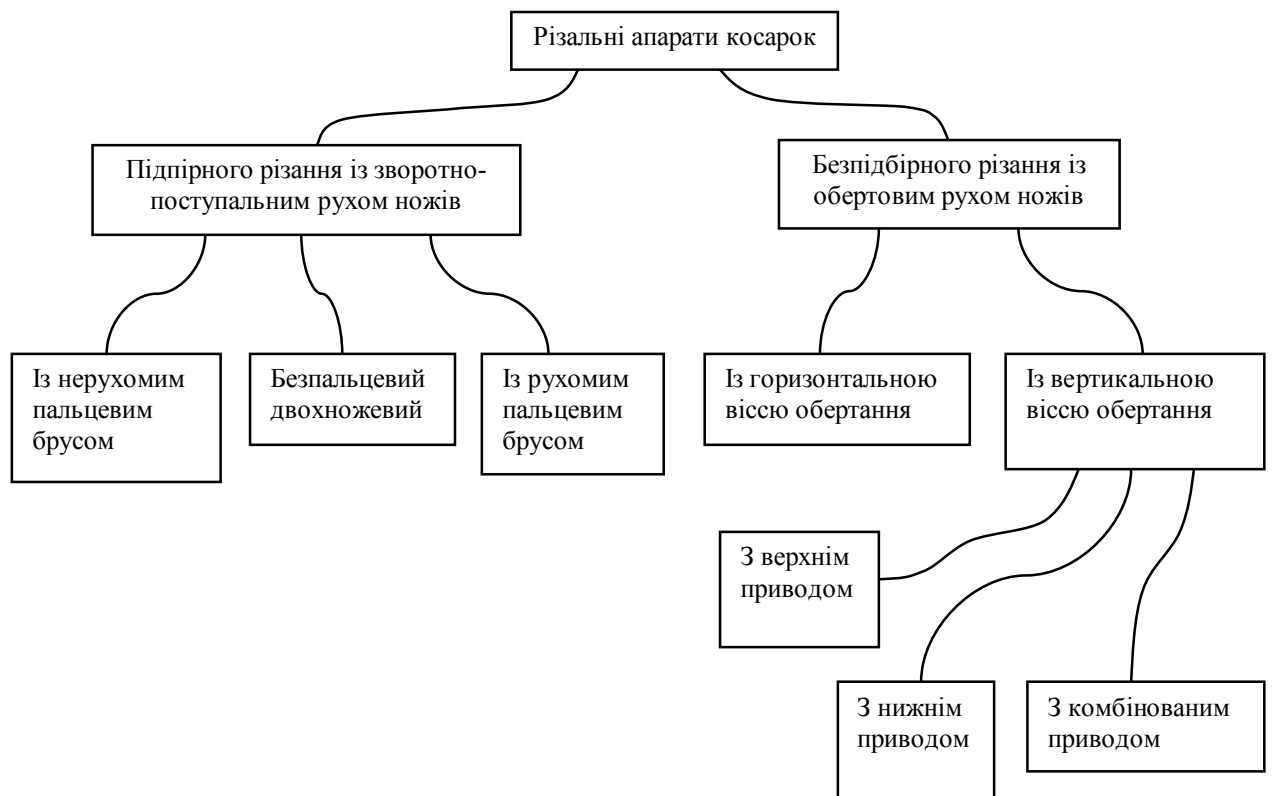


Рис.1.2. Класифікація різальних апаратів [6].

До косарок висувають ряд жорстких конструктивних і технологічних вимог, обумовлених економікою сільськогосподарського виробництва, особливостями їх експлуатації і біологією рослин, що зрізаються [7].

До таких показників належать, як було відзначено вище, висота зрізування та якість зрізування. Зрізування рослин повинне бути чистим, без виривання з ґрунту і розривів стеблової частини. В протилежному разі ці факти збільшують навантаження на різальні елементи, порушують нормальний ріст рослин і своєчасний збір наступного урожаю.

Отже, різальні апарати повинні виконувати чисте зрізування рослин, без зминання, розривів, затягування і висковзування їх з під ножів [8]. Відомо, що в основу роботи різальних апаратів покладено два принципи зрізування: безпідпирний і підпирний.

За принципом безпідпирного зрізування працюють ротаційні різальні

апарати, робочі елементи яких (ножі) здійснюють обертовий рух. Принцип підпільного зрізування використовується в роботі сегментно-пальцевих і безпальцевих (двоножових) різальних апаратів.

Кожен з цих типів різальних апаратів має свої недоліки та переваги. Одним з таких критеріїв є енергоспоживання [9–11].

Тут постає питання, який же різальний апарат матиме найменші питомі енергозатрати на одиницю площі скошеної маси? Розглянемо декілька конструкцій косарок, які є в пропозиції на сучасному ринку сільськогосподарських машин.

Косарка роторна КРР-2,4М російського виробництва «МПК Аграмак», рис. 1.3 [12].



Рис.1.3. Косарка роторна КРР-2,4М, «МПК Аграмак»

Ротаційні різальні апарати, обертаючись із частотою 3500 об/хв., забезпечують швидкість зрізування до 90 м/с, що дозволяє легко і чисто скошувати трави будь-якої врожайності без порушення кореневої системи [13].

Розглядаючи технічні характеристики косарки, встановлено, що ширина захоплення становить 2,4 м, максимальна продуктивність – 2,5 га/год при мінімальній споживаній потужності косарки 26 кВт, тобто необхідна питома потужність на один га становить 10,4 кВт.

Подивимось тепер на енергетичні показники косарок провідної європейської фірми Krone.

Технічні характеристики задньонавісних дискових косарок EasyCut

німецької фірми Krone, рис. 1.4 [14].



Рис. 1.4. Косарка дискова EasyCut 280 фірми Krone

Таблиця 1.1

Порівняльна таблиця енергоспоживання косарками Krone

Показники	Марка косарки		
	EasyCut 280	EasyCut 320	EasyCut 360
Ширина захоплення, м	2,71	3,14	3,57
Максимальна продуктивність, га/год	3,5	4,0	4,5
Мінімальна споживана потужність, кВт	40	50	55
Питомі затрати потужності на 1 га скошеної маси, кВт	11,4	12,5	12,2

Отже, визначаючи питомі затрати потужності на скошування 1 га сіяних чи природних трав косарками з ротаційним різальним апаратом, встановлено, що цей показник становить приблизно 12 кВт/га.

Тепер аналогічно визначимо питому потужність умовної косарки із сегментно-пальцевим різальним апаратом.

Косарка КСФ-2,1 російського виробництва компанії «Любсельмаш» (рис. 1.5, а) є сегментно-пальцевою навісною і призначена для скошування на рівнинних ділянках сіяних і природних трав з укладанням скошеної маси у валок [15]. Її ширина захоплення становить 2,1 м, максимальна продуктивність – 2,3 га/год, споживана потужність при цьому сягає до 7,5 кВт, тобто приблизно 3,3 кВт на один га.



Рис. 1.5. Косарки з сегментно-пальцевими різальними апаратами

Аналогічні показники спостерігаються і для косарок КС-Ф-2,1Б-4 та КСП-2,1 (рис. 1.5, б) білоруського виробництва («Бобруйскагромаш»). Це порівняння можна досить довго продовжувати, але питомі затрати потужності на скошування 1 га лежать приблизно в таких же межах.

Звідси випливає, що для скошування 1 га трав за одну годину умовна питома потужність косарки із сегментно-пальцевим різальним апаратом повинна становити приблизно 3,3 кВт. Отриманий показник є в 3,6 рази меншим у порівнянні з косарками з ротаційними різальними апаратами. Від того можна зробити висновок, що за інших рівних умов косарки з сегментно-пальцевим різальним апаратом за енергоощадністю привода робочого органу значно переважають косарки з ротаційними різальними апаратами.

Після цього етапу дослідження спрямуємо свою увагу на вдосконалення

приводів косарок з сегментно-пальцевими різальними апаратами.

Одним з істотних недоліків сегментно-пальцевих різальних апаратів по відношенню до ротаційних є динамічна незрівноваженість різального апарата і механізму привода.

Відомо, що в конструкції приводного механізму сегментно-пальцевої косарки є наявність великих інерційних знакозмінних сил при зворотно-поступальному русі планки коси (спинки) з сегментами (ножа) з встановленою робочою швидкістю, що передаються через з'єднувальний шарнір до шатуна. Максимальні навантаження спостерігаються в двох крайніх положеннях, коли планку коси з сегментами необхідно виводити з «мертвих» точок, змінюючи її напрямок руху. Це призводить до зайвих витрат потужності на привод різального апарата, а для з'єднувального шарніра – це підвищене зношування і як наслідок малий ресурс роботи та невисока надійність, рис. 1.6.



Рис. 1.6. Елемент з'єднувального шарніра косарки

Якщо розглядати роботу різального апарата зі зворотно-поступальним рухом ножа і нерухомими пальцями, то на якість зрізування і на витрати енергії істотно впливає швидкість різання. При швидкостях менше 0,3 м/с відбувається сплющення і розрив стебел, що вимагає великих зусиль. Із збільшенням швидкості понад 0,8 м/с опір відразу зменшується. Дослідами встановлено, що для якісного зрізування трав необхідна швидкість не менше 2,15 м/с [6].

Автори багатьох праць стверджують, що різальні апарати із зворотно-поступальним рухом ножа широко поширені у всьому світі. До їх переваг, як

зазначено, належить простота конструкції, низькі витрати енергії на привод різального апарата. Але поряд з цим їх основним недоліком є зворотно-поступальний рух ножа, що викликає знакозмінні інерційні навантаження, які обмежують збільшення швидкості різання, а отже, і продуктивність машини. При роботі на полеглому переплутаному стеблистої, а також при високій врожайності трав ці різальні апарати схильні до забивання.

Іншого типу різальні апарати підпального зрізування – двоножові [16, 17], з рухомими пальцями і т.д. ми не розглядатимемо, оскільки вони мають складнішу конструкцію, набагато складніший механізм привода та вони є менш надійними при експлуатації. До прикладу можна відзначити, що у двоножових різальних апаратах досить важко підтримувати постійним зазор між сегментами верхнього та нижнього ножів, це призводить до забивання апарата. При роботі на полях засмічених камінням сегменти такого апарата є незахищеними, що часто призводить до виходу їх з ладу. Такий апарат має досить складний привод. Через зазначені недоліки ці апарати широкого застосування у світовій практиці не знайшли.

1.2. Способи підвищення продуктивності роботи сегментно-пальцевих різальних апаратів

Сучасне сільськогосподарське виробництво повинне розвиватися в напрямку підвищення продуктивності праці та зниження собівартості вирощеної продукції. Машинобудування відповідної сільськогосподарської техніки повинно цьому сприяти. Тому підвищення продуктивності та якості роботи сільськогосподарських машин залишаються актуальними. Існує декілька напрямків підвищення продуктивності роботи сінозбирального агрегату на основі причіпної косарки. З цією метою проаналізуємо загальноживаний вираз годинної продуктивності W (га/год) такого агрегату

[18, 19]

$$W = 0.19 \vartheta_p \cdot B \cdot \tau, \quad (1.1)$$

ϑ_p – дійсна робоча поступальна швидкість машини, км/год;

B – конструктивна ширина захвату косарки, м;

τ – коефіцієнт використання ширини захвату косарки.

З аналізу представленого виразу продуктивності (1.1) видно, що збільшення годинної продуктивності можна досягнути двома шляхами: збільшенням поступальної швидкості агрегату ϑ_p ; збільшенням ширини захвату агрегату B .

Другий шлях – збільшення ширини захвату агрегату є виправданим для великих рівнинних площ з добрими під'їздами та розворотами. Практично – це використання багатобрусових косарок. Але таке збільшення робочої ширини захвату веде за собою створення громіздких і маломаневрених агрегатів, які мають складну конструкцію системи навішування та привода, а також не всі енергозасоби є для них адаптивними, що викликає ще додаткові складності їх практичного використання [20–22].

Якщо ж піти першим шляхом, то збільшення поступальної швидкості агрегату призведе до збільшення його продуктивності, але це викличе і зміну кінематичного режиму роботи різального агрегату. Оскільки показник кінематичного режиму роботи різального апарата повинен бути витриманим для забезпечення якісного зрізування рослин. Інакше кажучи, це змусить збільшити швидкість різання. Якщо ж так, то нам необхідно з'ясувати від чого вона залежить [23–25].

З цією метою скористаємося міркуваннями, що представлені в [26].

Побудуємо для апарата нормального різання графік пробігу активних лез ножа (рис. 1.7), який дозволяє бачити, що лезо C_1D_1 пробігає ділянку $D_1C_1C_2D_2$.

На заштрихованій ділянці стебла вже зрізали лезом AB при ході ножа вліво. Частина площі лезо проходить після зустрічі з протирізальною пластиною.

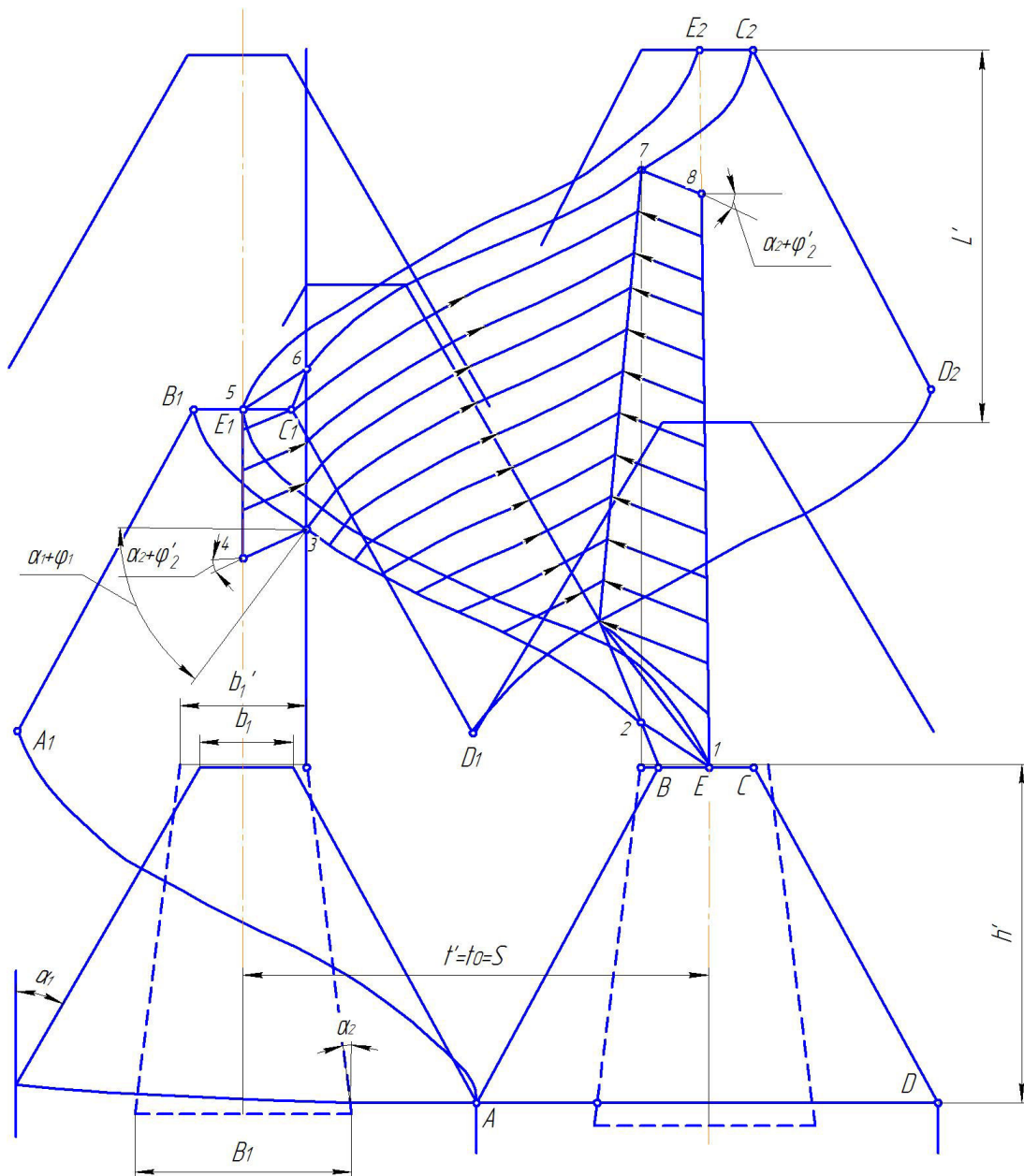


Рис. 1.7. Графік проходження активних лез ножа

Площа подачі S формою може бути у вигляді фігури 1-2-3-4-5-6-7-8, обмеженою ламаною кривою, де ділянки 1-2, 4-3, 5-6 і 8-7 за напрямком залежать від кута α_2 і кута тертя стебел об кромку протирізальної пластини φ'_2 , а ділянки 2-3 і 6-7 є частиною косинусоїд, описуваних точками B і C_1 .

Після ділянки 4-3 відбувається подальше відхилення стебел сегментом під кутом, рівним сумі кутів α_1 і φ_1' .

Дана фігура рівновелика фігурі EE_1E_2 , яка обмежена косинусоїдою, описуваною середньою точкою E передньої основи сегмента. Враховуючи відносний і переносний рух ножа, що характеризується рівняннями:

$$x = r(1 - \cos \omega t) = r(1 - \cos \varphi), \quad (1.2)$$

де r – радіус кривошипа, м;

ω – кутова швидкість кривошипа, 1/с;

t – час, с;

φ – кут повороту кривошипа, рад;

$$y = \frac{L'\omega t}{\pi} = \frac{L'\varphi}{\pi}, \quad (1.3)$$

тут L' – переміщення машини за півоберта кривошипа (подача) $\omega t = \pi$ або у відносному русі $s = 2r$

$$L' = \vartheta_m t = \frac{\vartheta_m \pi}{\omega}. \quad (1.4)$$

За наведених умов, визначимо площу подачі S

$$S = \int_0^{2\pi} x dy = \int_0^{2\pi} r(1 - \cos \varphi) \frac{L'}{\pi} d\varphi = \frac{L'r}{\pi} |\varphi - \sin \varphi|_0^{2\pi} = 2L'r \quad (1.5)$$

або

$$S = L's. \quad (1.6)$$

Формула (1.6) справедлива і для різальних апаратів інших типів [26]. Її можна записати:

– для апарата нормального різання

$$S = L's = L't_0 = L't',$$

де t_0, t' – крок встановлення сегментів та пальців в різальному апараті;

– для апарата нормального різання з подвійним ходом ножа

$$S = L's = 2L't_0 = 2L't';$$

– для апарата низького різання

$$S = L's = 2L't_0 = L't'.$$

Швидкість довільної точки сегмента, що знаходиться на відстані x від початкового положення, визначається [27]

$$\vartheta_x = \omega \sqrt{(s-x)x}, \quad (1.7)$$

а повний хід сегмента s з врахуванням дезаксіалу h

$$s = \sqrt{(L+r)^2 - h^2} - \sqrt{(L-r)^2 - h^2}, \quad (1.8)$$

де L – довжина шатуна, м;

h – дезаксіал, м.

Середня відносна швидкість сегмента

$$\vartheta_{cp \ n} = \frac{s\omega}{30}, \quad (1.9)$$

максимальна швидкість ножа

$$\vartheta_{\max n} = \frac{s\omega}{2} = \vartheta_{cp n} \frac{\pi}{2}. \quad (1.10)$$

Отже, звідси випливає, що подача на ніж, швидкість ножа та поступальна швидкість косарки є величинами взаємопов'язаними. Тобто, для збільшення поступальної швидкості машини потрібно збільшити відносну швидкість ножа. А підвищення швидкості ножа тягне за собою збільшення його кінетичної енергії та сил інерції, які при цьому виникають.

Крім того, якщо проаналізувати формули (1.9)–(1.10), то можна зробити наступний висновок: швидкість ножа є прямо пропорційною до ходу ножа та обертів кривошипа. Звідси випливає, що швидкість ножа можна регулювати цими параметрами. Відповідно до цього можна збільшити число обертів кривошипа та зменшити хід ножа, або ж навпаки – збільшуючи хід ножа, зменшити оберти кривошипа.

Якщо проаналізувати інерційні сили, які при цьому будуть виникати, то матимемо наступне. Сила інерції залежатиме від маси ножа та прискорення, яке йому буде надаватися, тобто

$$P_j = -mj, \quad (1.11)$$

де m – маса ножа, кг;

j – прискорення ножа, м/с².

Проаналізуємо значення виразу прискорення на прикладі максимального прискорення аксіального кривошипно-шатунного механізму [26, 28, 29]

$$j = r\omega^2. \quad (1.12)$$

За аналізом сили інерції (1.11) через прискорення (1.12) видно, що її значення залежить від збільшення ходу ножа s через радіус кривошипа r в

першій степені та має квадратичну залежність при збільшенні кутової швидкості ω кривошипа.

Тому стає зрозумілим, що потрібно вишукувати раціональний варіант, наприклад, збільшення кутової швидкості кривошипа частково компенсувати зменшенням ходу ножа; зменшити масу ножа. Ці заходи спрямовуються на те щоби при збільшенні швидкості руху ножа залишити сили інерції хоча би на початковому рівні.

Але як доводять автори в ряді літературних джерел [26, 29, 30], що продуктивність різального апарата, все-таки, найоптимальніше підвищувати за рахунок збільшення частоти обертання кривошипа, оскільки збільшення ходу ножа через збільшення радіусу кривошипа (різальні апарати з подвійним пробігом ножа) має ряд суттєвих недоліків [31–36]: за таких умов при збільшенні радіусу кривошипа в два рази його оберти неможливо зменшити також в два рази; такий апарат має підвищене енергоспоживання та нерівномірне навантаження на кожен сегмент та спинку ножа; в технологічному процесі спостерігаються випадки частого виривання та защемлення стебел. Це пов'язано з законом зміни швидкості руху ножа; при експлуатації такі різальні апарати є вибагливими до налаштувань, збуджують досить сильні вібрації, а від того є недостатньо надійними у роботі. Отже, вибираємо напрямок дослідження за яким будемо збільшувати продуктивність різального апарата за рахунок збільшення частоти обертання кривошипа, а сили інерції, які при цьому виникатимуть, будемо зрівноважувати, застосовуючи різні методи та пристрої. Крім того, потрібно пам'ятати, що деталі різального апарата є стандартизованими та взаємозамінними. Тому, це ще один аргумент на користь зміни тільки кінематичного параметра – збільшення кутової швидкості кривошипа.

Разом з цим такий підхід породжує задачу – розробити теоретичне обґрунтування та на основі нього пристрій, який забезпечить максимальну зрівноваженість механізму з мінімальним енергоспоживанням та навантаженням на елементи привода.

1.3. Аналіз основних типів приводних механізмів для різальних апаратів з підпірним зрізуванням

Як було відзначено в попередньому пункті, що для підвищення продуктивності різального апарата необхідно збільшувати частоту коливань (швидкість) ножа при збільшенні поступальної швидкості машини. Зворотно-поступальний рух ножа, при якому виникають значні знакозмінні сили інерції, є основним джерелом значних вібрацій усієї машини. У зв'язку з цим питання зменшення маси ножа, проведення вдосконалення привода, його повного чи часткового зрівноваження залишаються актуальними на даний час.

З цією метою необхідно провести певне дослідження, яке стосується аналізу приводних механізмів різальних апаратів сільськогосподарських машин із зворотно-поступальним рухом ножа.

Такі механізми можуть мати механічний, електричний, пневматичний, гідравлічний приводи, або їх поєднання. Нас в більшій мірі будуть цікавити механічні приводи різальних апаратів із зворотно-поступальним рухом ножа. Серед них можна виділити як найбільш прості та надійні такі типи приводів: кривошипно-повзунний (рис. 1.8) і синусний (рис. 1.10), просторовий шестиланковий механізм, механізми коливної шайби, вилки і т.д. [37].

З наведеного переліку типів механізмів найпростішим та найпоширенішим є кривошипно-повзунний приводний механізм, рис. 1.8.

На рис. 1.8, а – передача моменту на ніж здійснюється з допомогою вилки, яка шарнірно одним кінцем з'єднана з ножем, а іншим – з шатуном. На рис. 1.8, б і г шатун з'єднано безпосередньо з ножем тільки використані різні типи з'єднувальних шарнірів. І на рис. 1.8, в з'єднання ножа виконано в центральній частині спинки ножа.

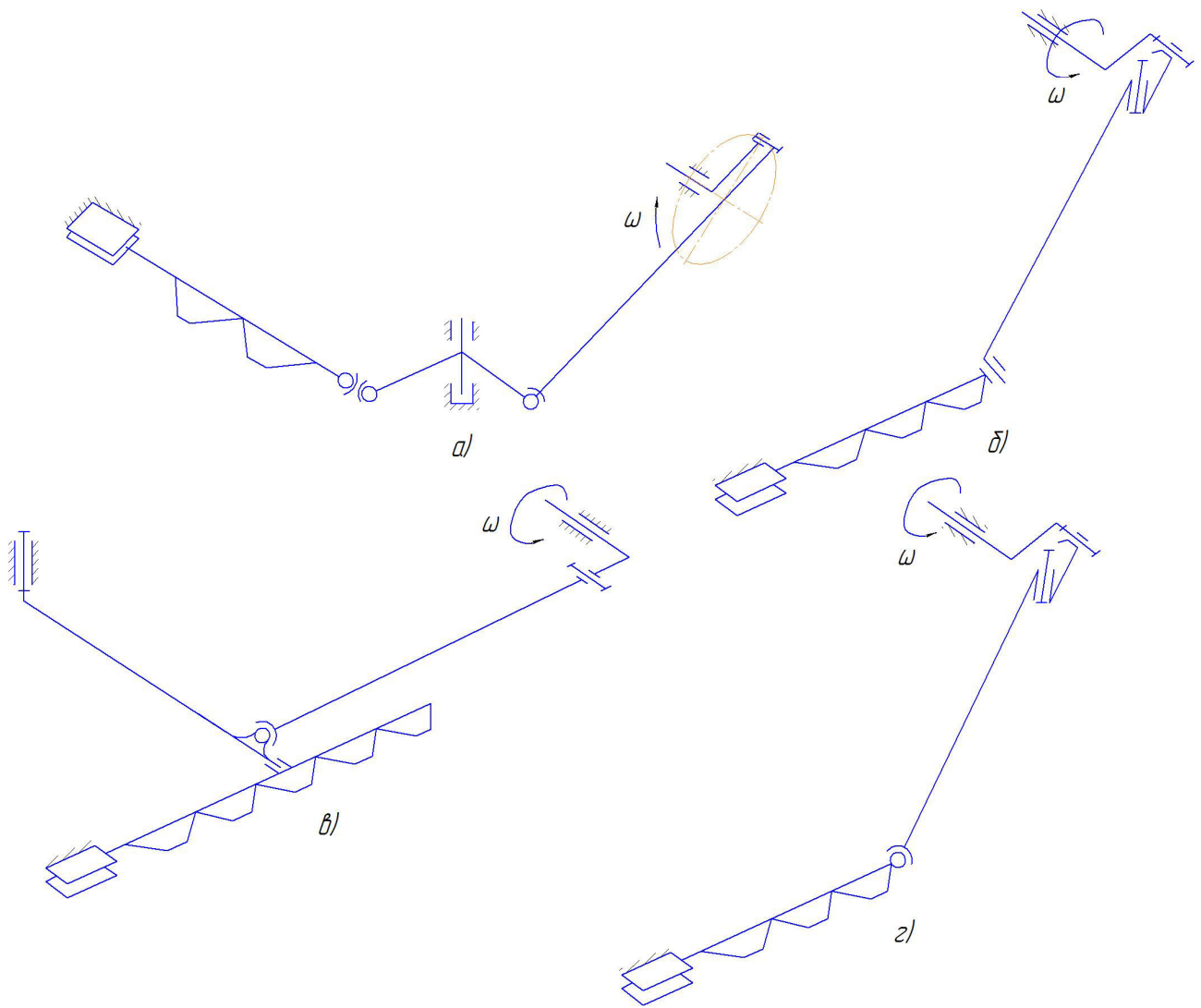


Рис. 1.8. Різні варіанти конструктивного виконання кривошипно-шатунних механізмів приводів різальних апаратів

Для даного механізму цікавим буде прослідкувати зміну кінематичних параметрів в залежності від конструктивних особливостей приводного механізму, рис.1.9.

Вираз максимальної швидкості ножа в такому механізмі визначатиметься за наближеною формулою [37]

$$\vartheta_{\max} \approx r\omega \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{r}{l} \right)^2 \right]. \quad (1.13)$$

Звідси видно, що із збільшенням співвідношення $\frac{r}{l}$ величина ϑ_{\max} починає значно відрізнятися від швидкості $\vartheta = \omega r$. Зрозумілим є те, що максимальна швидкість досягається в тих положеннях кривошипа, де прискорення ножа буде рівним нулю. А швидкість ножа при прямому та зворотному ходах буде залежати від зміни співвідношення $\frac{r}{l} = \lambda$.

При досить великих співвідношеннях $\frac{r}{l}$, коли можна вважати, що $\lambda \approx 0$, то переміщення ножа здійснюватиметься за гармонійним законом.

За даними, що наведені в роботі [37], можна провести аналіз.

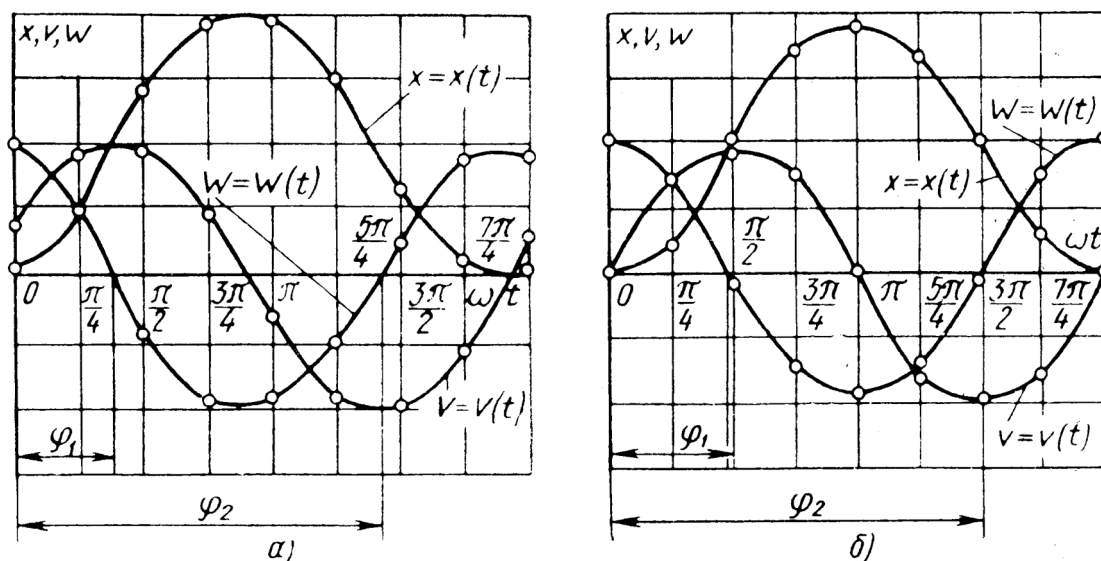


Рис. 1.9. Кінематичні діаграми руху ножа, що приводиться кривошипно-повзунним механізмом:

а – дезаксіальний; б – аксіальний механізм.

Аналізуючи наведені графіки, видно, що максимальні значення прискорень спостерігаються в крайніх точках при зміні напрямку руху ножа. Відповідно до цього максимальні інерційні сили також виникають в цих точках. Цей факт потрібно враховувати при вдосконаленні існуючих приводних механізмів такого типу.

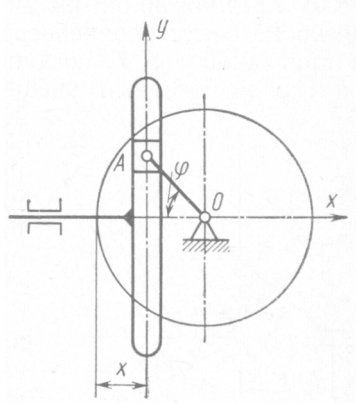


Рис.1.10. Синусний приводний механізм

Особливістю роботи такого механізму є те, що швидкість та прискорення ножа тут змінюється за гармонійним законом коливання точки.

Питання забезпечення вигідного закону зміни швидкості та прискорення ножа дослідники вирішують по різному. Один з прикладів є надання механізму привода змінної кутової швидкості [33, 37, 38]. Звичайно, такий підхід дозволяє вирішити частину проблеми, але разом з тим ускладнюється механізм привода, що знижує його надійність та збільшує вартість.

Якщо для привода різальних апаратів використовуються механізми коливної шайби та коливної вилки (рис.1.11), то основною їх перевагою є невеликі габарити. Це дозволяє такі механізми розмістити у вигідному місці з конструктивних міркувань. Проте, такі механізми привода мають суттєві недоліки: по-перше, вони є порівняно складними; по-друге, деталі таких механізмів вимагають високої точності виготовлення та монтажу; по-третє, такі механізми мають не досить високу надійність при роботі. Крім того, суттєвим недоліком ще є неможливість використовувати в їх конструкції противаги для зрівноважування сил інерції від зворотно-поступального руху ножа.

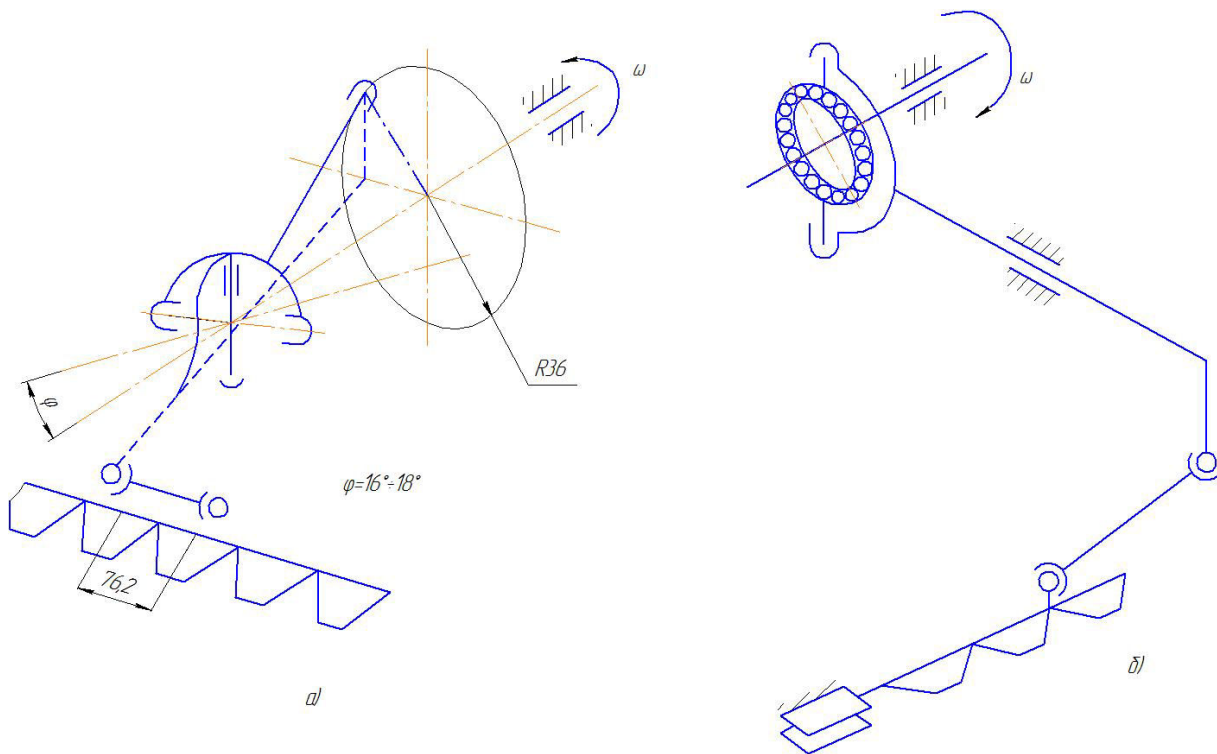


Рис. 1.11. Просторові приводні механізми:

а – механізм коливної вилки; б – механізм коливної шайби.

Кулісні механізми, рис. 1.12, використовують на косарках з фронтальним розміщенням різального апарата. У порівнянні з кривошипно-повзунним кулісний механізм є більш компактним та дозволяє своє встановлення як в центрі так і знизу пальцевого бруса [37, 39]. Недоліками таких механізмів є нерівномірність робочої швидкості ходу ножа, а його прискорення змінює свій знак та досягає значних значень. Через що виникають значні інерційні сили, які викликають суттєві вібрації всього різального апарата.

Частково вказані недоліки вирішені в кулісному механізмі з подвійним шарнірним зв'язком куліси з кривошипом, рис.1.12, б. Але загальним недоліком обох розглядуваних кулісних механізмів є складність конструкції, висока точність виготовлення деталей привода тощо.

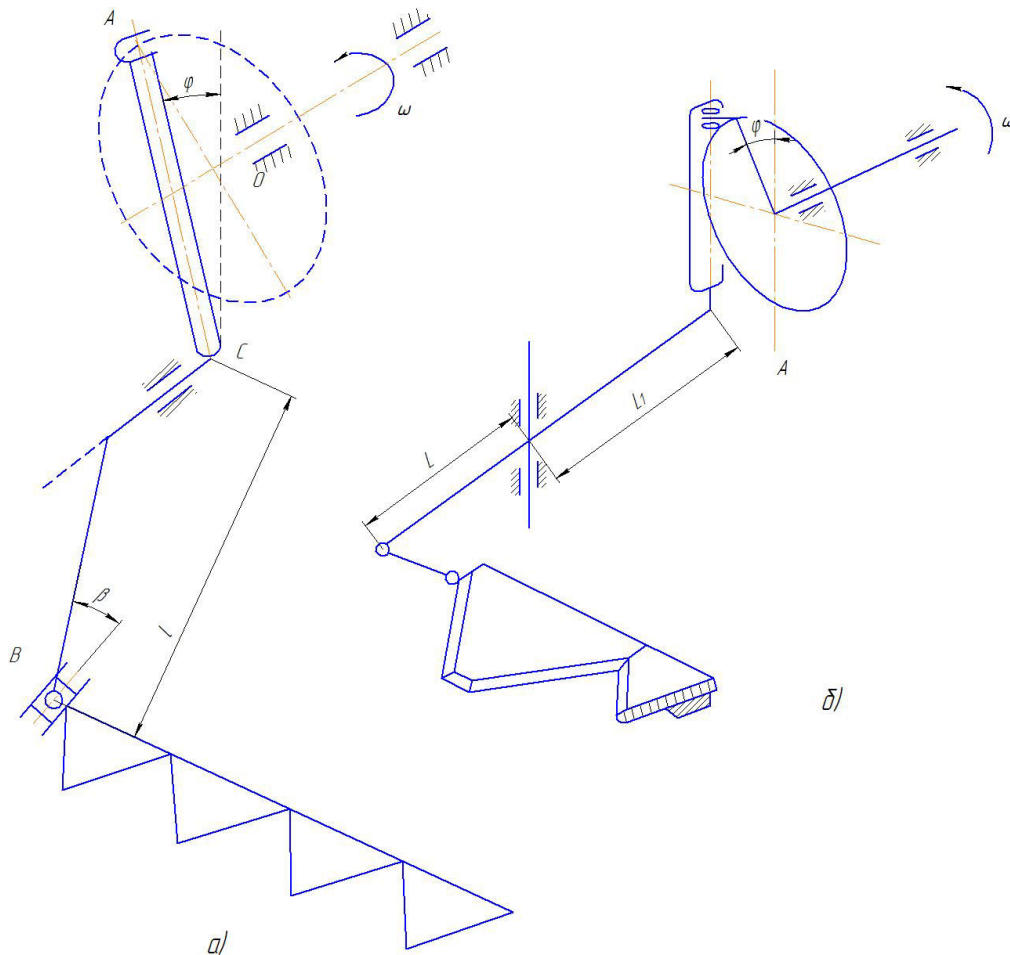


Рис. 1.12. Приводні кулісні механізми:

а – простий кулісний приводний механізм;

б – кулісний механізм з подвійним шарнірним зв'язком куліси з кривошипом.

Розглянемо ще один тип приводних механізмів у вигляді двох спряжених коліс, рис. 1.13 [40]. Причому в спряженні є одне кругле колесо, а інше не кругле. Розміщення центрів коліс та положення кривошипа показані на рис. 1.13. При обертанні ведучого круглого колеса, яке є в постійному зачепленні з не круглим, останнє, обертаючись, приводить в дію кривошип, а через нього і шатун. Підбравши геометрію коліс, можна забезпечити необхідний закон руху ножа на ділянці різання. Також за кінематичним аналізом такого механізму встановлено, що він забезпечує більш «м'який»

закон прискорення для ножа, що суттєво знижує інерційні сили.

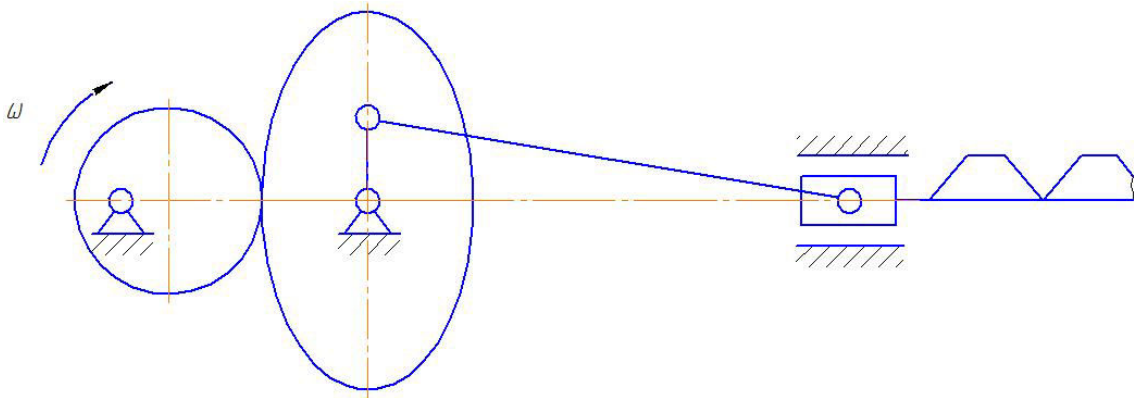


Рис. 1.13. Приводний механізм із спряженими колесами

Дуже подібним до приводного механізму із спряженими колесами є кулачковий приводний механізм.

Основним недоліком розглядуваного приводного механізму із спряженими колесами є складність реалізації представленої конструкції на практиці.

Отже, зроблений аналіз конструктивних і кінематичних особливостей приводних механізмів показує, що якість роботи різального апарата в значній мірі залежить від типу приводного механізму, який може забезпечувати той чи інший кінематичний режим роботи такого апарата. Це ж стосується і продуктивності різального апарата, яка залежить від швидкості різання. Хоча за аналізом представлених основних типів приводних механізмів різальних апаратів тільки частково отримано відповідь на питання, що стосується зменшення інерційних сил від знакозмінного переміщення ножа. Більш вичерпну інформацію з цього приводу потрібно відслідковувати в дослідженнях, які стосуються зрівноважування приводних механізмів.

1.4. Огляд основних підходів до вдосконалення приводних механізмів різальних апаратів

Сили інерції ножа, що виникають при його зворотно-поступальному русі можна зрівноважувати двома шляхами: встановлюючи на кривошипі додаткові противаги та забезпеченням кривошипу або кривошипом змінної кутової швидкості [41].

За другим способом мети можна досягнути двома шляхами: задавши кривошипу змінної частоти обертання n при постійній його довжині або ж зміною довжини кривошипа, зберігаючи постійною його частоту обертання. Механізм привода ножа за першим варіантом складається з пари не круглих зубчатих коліс, причому ведуче колесо обертається з постійною частотою ω_1 , а ведене – із змінною ω (рис. 1.14, а) [37].

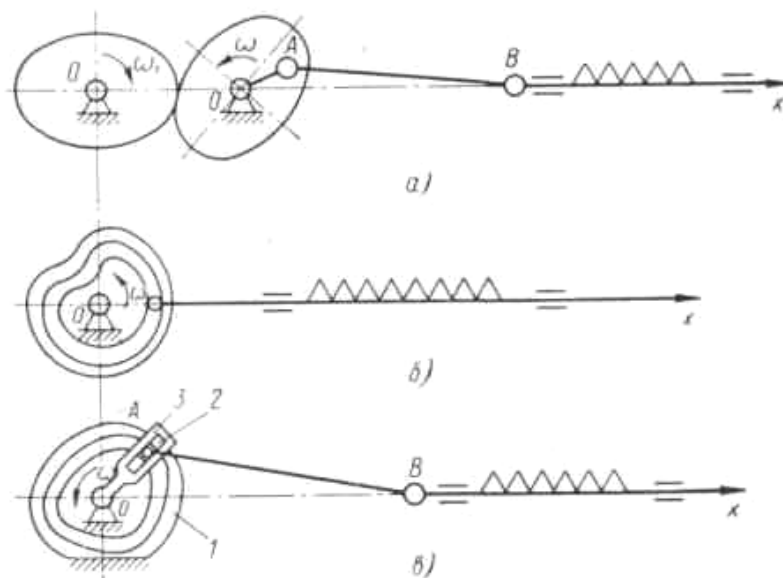


Рис. 1.14. Принципові схеми механізмів привода ножа з параметрами, що змінюються: а – з не круглими колесами; б – з кулачком; в – з кулачково-кулісним механізмом.

Привод механізму ножа за другим варіантом можна здійснити

установкою нерухомого кулачка 1, в пазу якого котиться ролик 2, що переміщається уздовж прорізу куліси 3. У свою чергу, ролик 2 шарнірно сполучений з шатуном AB , що приводить ніж (рис. 1.14, в). Куліса обертається з постійною частотою n , довжина кривошипа OA при цьому змінюється за заданим законом. За другим варіантом привод ножа може бути також здійснений безпосередньо кулачком, що обертається з постійною частотою n (рис. 1.14, б).

Для обох варіантів (рис. 1.14, а, б) при значній довжині шатуна AB в порівнянні з кривошипом OA можна прийняти, що рух ножа відбувається згідно із законом

$$x = r \cos \varphi, \quad (1.14)$$

де φ – кут повороту кривошипа, рад.

Якщо вважати, що закони зміни швидкості $\vartheta = \vartheta(t)$ і прискорення $w = w(t)$ ножа в обох випадках задані з умови якнайкращого зрізування рослин і бажаного зменшення найбільшого прискорення, то при $r = const$ і змінній частоті обертання n із рівності (1.14) знайдено абсолютну величину швидкості ножа

$$\vartheta = \dot{x} = r\dot{\varphi} \sin \varphi \quad (1.15)$$

і прискорення

$$w = \ddot{x} = r(\ddot{\varphi} \sin \varphi + \dot{\varphi}^2 \cos \varphi). \quad (1.16)$$

З рівності (1.15) визначаємо кутову швидкість обертання кривошипа

$$\dot{\varphi} = \omega = \frac{\vartheta}{r \sin \varphi}, \quad (1.17)$$

а після ϕ^2 і $\dot{\phi}$.

Після цього за рівністю (1.16) будуюмо діаграму прискорень ножа $w = w(t)$ і порівнюємо її із заданою діаграмою. Якщо різниця між ординатами обох діаграм виходить значною, то підбираємо криву, що максимально наближається до обох діаграм. Отриману криву і приймаємо за діаграму прискорення ножа. Далі дослідники виконують графічне інтегрування, знаходячи швидкість ножа та шуканий профіль кулачка, профіль та передаточне відношення некруглих коліс.

У іншому випадку, коли $\omega = const$, а r' – величина змінна, з рівності (1.14) визначаємо швидкість ножа, вважаючи, що $\phi = \omega t$ [37]:

$$\vartheta = \dot{x} = \dot{r}' \cos \omega t - r' \omega \sin \omega t, \quad (1.18)$$

$$w = \ddot{x} = (\ddot{r}' - r' \omega^2) \cos \omega t - 2\dot{r}' \omega \sin \omega t. \quad (1.19)$$

Знаючи функції часу $r' = r'(t)$ і $\dot{r}' = \dot{r}'(t)$ і користуючись рівністю (1.19), будують діаграму прискорення ножа $w = w(t)$ і порівнюють її із заданою діаграмою. У разі значної розбіжності між ординатами обох діаграм поступають аналогічно до описаного вище випадку.

Аналізуючи ряд літературних джерел, питання зрівноваження механізмів різальних апаратів найбільш ґрунтовно викладено в працях Босого Є.С. [29, 32, 33, 42], Геронімуса Я.Л. [43].

За теорією Босого Е.С. для повного зрівноважування механізму необхідно, щоб сили інерції та моменти цих сил відносно початку координат були рівні нулю. На основі цього записано систему рівнянь рівноваги [29]:

$$P_{ix} = -\sum_{i=1}^n m_i \ddot{x}_i = 0; \quad P_{iy} = -\sum_{i=1}^n m_i \ddot{y}_i = 0;$$

$$P_{iz} = -\sum_{i=1}^n m_i z_i = 0; \quad M_{ox} = -\sum_{i=1}^n m_i (y_i z_i - z_i y_i) = 0; \quad (1.20)$$

$$M_{oy} = -\sum_{i=1}^n m_i (z_i x_i - x_i z_i) = 0; \quad M_{oz} = -\sum_{i=1}^n m_i (x_i y_i - y_i x_i) = 0,$$

де m_i – рухома маса i -тої ланки механізму; P_{ix} , P_{iy} , P_{iz} – проекції головного вектора сил інерції на координатні осі; M_{ox} , M_{oy} , M_{oz} – головні моменти цих сил відносно центру приведення.

Якщо перейти до рівнянь руху центра мас механізму, то умова рівноваги для плоского механізму матиме наступний вигляд:

$$X_s = const; \quad Y_s = const, \quad J_{xy} = const, \quad (1.21)$$

де X_s , Y_s – координати центру ваги системи; J_{xy} – відцентровий момент інерції мас ланок механізму відносно координатних осей.

Звичайно, виконати цю умову на практиці не завжди представляється можливим.

В працях Є.С.Босого [29, 32, 33] та ряді праць теорії механізмів і машин [44–46] процеси зрівноважування механізмів розглядаються на досить серйозному рівні. Наприклад, в роботі [29] наведено методику часткового зрівноважування аксіального кривошипно-шатунного механізму як найбільш поширеного привода сільськогосподарських косарок, рис. 1.15. Наведемо основні моменти цього підходу.

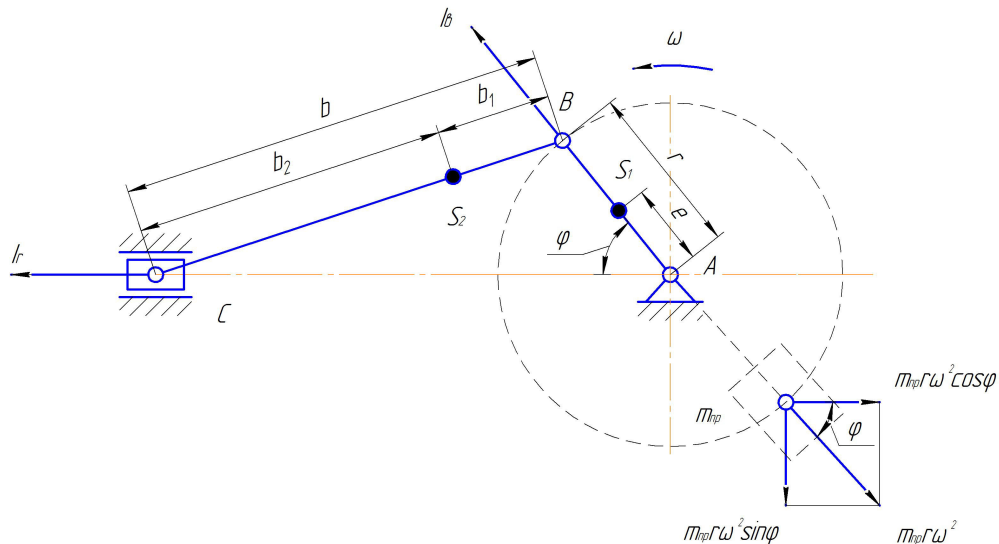


Рис. 1.15. Схема для часткового зрівноважування аксіального кривошипно-шатунного механізму: S_1 – центр мас кривошипа; S_2 – центр мас шатуна; m_1, m_2, m_3 – маси кривошипа, шатуна, ножа.

На першому етапі відбувається приведення маси кривошипа в т. В. Приведену масу m_1' знаходимо із співвідношення

$$m_1 e \omega^2 = m_1' r \omega^2, \quad (1.22)$$

звідки

$$m_1' = e m_1 / r.$$

Далі приводиться маса шатуна до двох мас, які є зосередженими в т. В і С. Для цього проводиться заміна матеріальних точок однією масою, що розміщена в центрі ланки:

$$m_s x_s = \sum m_i x_i; \quad m_s y_s = \sum m_i y_i; \quad m_s = \sum m_i. \quad (1.23)$$

В результаті чого автор знаходить вирази для приведених мас в т. В і С:

$$m_B = m_1' + m_B' = (e/r)m_1 + (b_2/b)m_2; \quad (1.24)$$

$$m_C = m_3 + m'_C = m_3 + (b_1/b)m_2. \quad (1.25)$$

Тоді сили інерції обертових мас

$$J_B = m_B r \omega^2 = (m'_1 + m'_B) r \omega^2. \quad (1.26)$$

Сили інерції мас, що рухаються поступальним рухом

$$J_G = m_C r \omega^2 [\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi - (h/b) \sin \varphi]. \quad (1.27)$$

Якщо $h/b = 0$ (де h – дезаксіал), $\lambda = r/b$, то

$$J_G = m_C r \omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi).$$

Аналізуючи отримані вирази, можна констатувати, що з допомогою однієї противаги можна зрівноважити тільки сили інерції обертових мас і частково сили інерції від поступального руху.

Якщо знехтувати силами інерції другого порядку $m_C r \omega^2 \lambda \cos 2\varphi$, механізм можна повністю зрівноважити тільки в крайніх положеннях ножа. Маса противаги при цьому буде становити

$$m_{np} = (m'_1 + m'_B) + (m_3 + m'_C). \quad (1.28)$$

Для проміжних же положень кривошипа буде спостерігатися незрівноваженість механізму, оскільки діятимуть сили інерції від руху мас, що перебувають у поступальному русі.

Іншим випадком є дезаксіальний кривошипно-шатунний механізм питаннями зрівноваження, якого займалися Н.В. Епов [47] та Я. Л. Геронімус

[43], рис. 1.16.

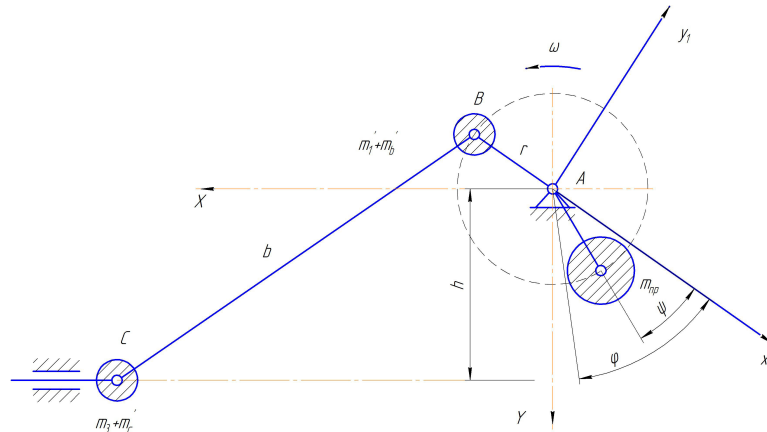


Рис. 1.16. Схема для часткового зрівноважування дезаксіального кривошипно-шатунного механізму

Для зрівноважування мас, що рухаються поступально, маса противаги буде становити

$$m_C = m_3 + m'_C, \quad (1.29)$$

$$m'_{np} = 0,5m_C \sqrt{1 + A_1^2} + A_2 \cos \varphi, \quad (1.30)$$

де $A_1 = \beta(1 + 0,5\beta^2 + 0,375\lambda^2)$; $A_2 = \lambda(1 + 1,5\beta^2 + 0,25\lambda^2)$; $\beta = h/b$; $\varphi = -\arctg A_1$.

Якщо враховувати обертові маси $m_B = m'_1 + m'_B$, тоді дійсна маса противаги буде становити

$$m_{np} = \sqrt{(m_B + m'_{np} \cos \varphi)^2 + (m'_{np} \sin \varphi)^2}. \quad (1.31)$$

Кут встановлення противаги

$$\operatorname{tg} \psi = -m'_{np} \sin \varphi / (m_B + m'_{np} \cos \varphi). \quad (1.32)$$

Таким чином, встановленням противаг не вдається повністю вирішити

питання зрівноваження механізму. В розвиток цієї проблематики В.Є. Босой [29] запропонував зрівноважувати кривошипно-шатунні приводні механізми з допомогою пружних елементів, рис. 1.17.

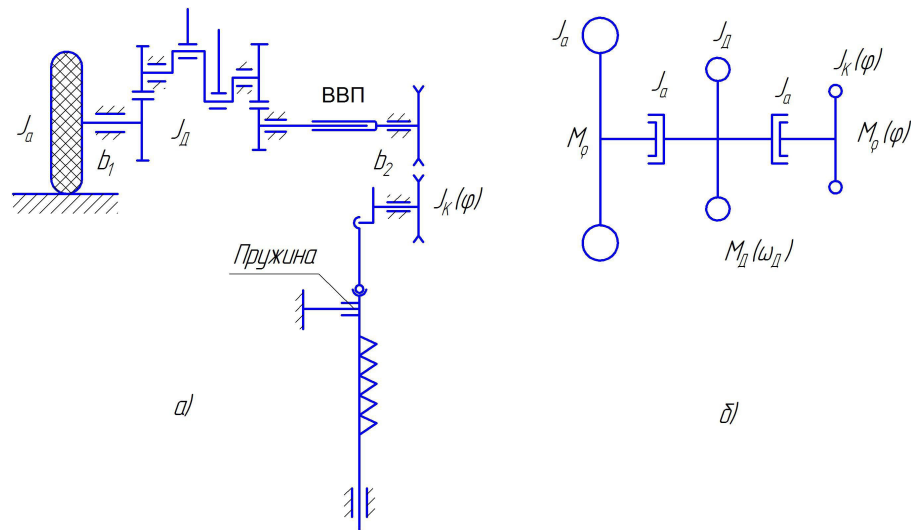


Рис. 1.17. Кінематична схема (а) та динамічна модель (б) зрівноважування механізму за методикою В.Є. Босого

Умовою рівноваги є наступний вираз

$$dT/dq_i + d\Pi/dq_i = 0, \quad (1.33)$$

де T і Π – кінетична і потенціальна енергії механізму, рис. 1.17; q_i – узагальнена координата.

На основі цього було складено загальну динамічну модель, в яку пізніше введено компенсаційний пружний елемент:

$$\left. \begin{aligned} J_\delta d\omega_\delta / dt &= M_\delta(\omega_\delta) - M_{b1}(\omega_\delta, \omega_a) / (\eta_1 i_1) - M_{b2}(\omega_\delta, \omega_k) / (\eta_2 i_2) - M_{mp1}; \\ J_a d\omega_a / dt &= M_{b1}(\omega_\delta, \omega_a) - M_n - M_{mp2}; \\ J_k(\varphi) d\omega_k / dt + J'_k(\varphi) \omega'_k / 2 &= M_{b2}(\omega_\delta, \omega_k) - M_p(\varphi) - M_{mp3}; \\ d\varphi / dt &= \omega_k. \end{aligned} \right\} (1.34)$$

де $J_a, J_d, J_k(\varphi)$ – приведені до відповідних валів моменти інерції агрегату, двигуна і привода косарки; $M_{b1}(\omega_d, \omega_a), M_{b2}(\omega_d, \omega_k)$ – приведені моменти сили тертя в передачі колесо-грунт і в клинопасовій передачі; $M_n, M_p(\varphi)$ – приведені моменти опору агрегату на перекочування і різання; η_1, η_2 – к.к.д. передачі колесо-грунт і клинопасової передачі; i_1, i_2 – передаточні числа, які відповідають передачам; $\omega_a, \omega_d, \omega_k$ – кутові швидкості агрегату, валу двигуна і кривошипа; $M_{mp1}, M_{mp2}, M_{mp3}$ – моменти від сил постійного тертя, повітряного опору і ін.; φ – кут повороту кривошипа.

Виходячи з аналізу роботи механізму, було прийняте рішення – ввести пружний елемент, який би забезпечував виконання умови зрівноважування (1.33)

$$\Pi = \int cx dx = cx^2 / 2, \quad (1.35)$$

і відповідно

$$\partial \Pi / \partial \varphi = -cr^2 \sin 2(\varphi + \beta) / 2, \quad (1.36)$$

де $x = r[1 - \cos(\varphi + \beta)]$ – хід ножа; $\beta = \arcsin[h/(r+l)]$; h – величина дезаксіала; l – довжина шатуна; r – радіус кривошипа; c – жорсткість пружини.

Кінетична енергія даного приводного механізму

$$T = J_k(\varphi) \omega_k^2 / 2 \quad (1.37)$$

і

$$\partial T / \partial \varphi = J'_k(\varphi) \omega_k^2 / 2 = 2A_J \sin 2(\varphi + \beta) \omega_k^2 / 2, \quad (1.38)$$

де A_J – амплітудне значення $J'_k(\varphi)$.

За умовою рівноваги (1.33)

$2A_J \sin 2(\varphi + \beta) \omega_k^2 / 2 = (cr^2 / 2) \sin 2(\varphi + \beta)$, звідки шукана жорсткість пружини c буде становити

$$c = 2A_J \omega_k^2 / r^2. \quad (1.39)$$

Такий підхід справді дозволяє зрівноважувати сили інерції рухомих мас в механізмі. Хоча умову (1.33) виконати в повній мірі на практиці практично не є можливим. Тому зрівноваження приводного механізму все-таки залишається частковим. Крім того, представлені моделі та підходи не враховують зміни від опорів різання та тертя, що змінюються при виконанні технологічної операції скошування різних культур з відмінними фізико-механічними властивостями стебел.

1.5. Аналіз конструктивних особливостей приводів з компенсаційними пружними елементами

Аналогічні рішення можна спостерігати ще в ряді робіт дослідників даного спрямування [3, 4, 5].

В роботі [51] замість одного пружного елемента використано множину пружних елементів (рис.1.18), через які навантаження від інерційних сил передається на корпус косарки. Тим самим цей ефект дозволяє розвантажити шарніри привода, що підвищує їх ресурс роботи. Найкращий ефект, за твердженням авторів, досягається в близько резонансному режимі роботи пружних елементів.

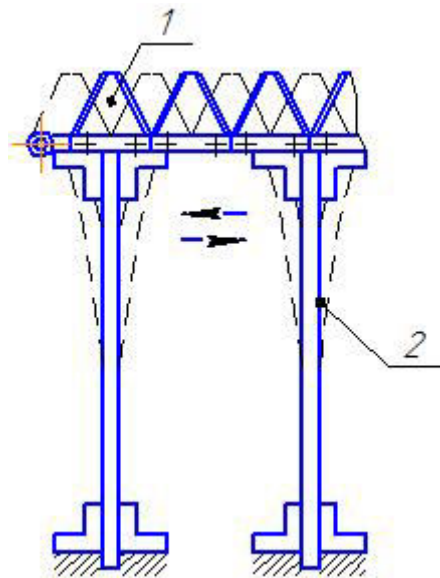


Рис. 1.18. Різальний апарат косарки:

1 – ніж різального апарата; 2 – плоскі пружні елементи.

Інший варіант такого рішення представлений в роботі [52], де на різальному апараті встановлено більш складний регульований пружний механізм, рис. 1.19. Він складається з пружини 1, яка жорстко закріплена між направляючими 2 і регульовальними болтами 3, які можуть змінювати свою форму за допомогою механізму регулювання.

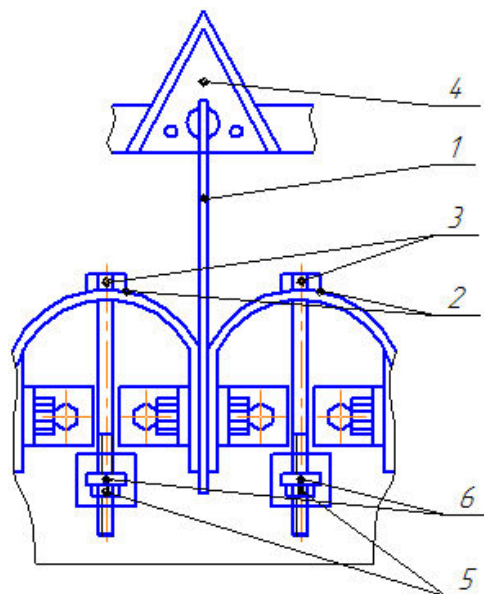


Рис.1.19. Різальний апарат з механізмом регулювання:

1 - плоска пружина; 2 - направляючі; 3 - регульовальні болти; 4 - ніж; 5 - контргайки; 6 - кронштейн.

При необхідності, зміни власної частоти коливань ножа збільшується або зменшується кривизна направляючої. При здійсненні ножем робочих ходів плоска пружина огинає направляючі 2. Завдяки цьому змінюється жорсткість плоскої пружини 1 через зміну її робочої довжини.

Основним недоліком такого механізму є порівняно складна конструкція, яку на дійсному різальному апараті реалізувати є досить складно.

Виконуючи патентний пошук, ефективних рішень поставленої проблематики було віднайдено ще декілька варіантів, які заслуговують уваги.

Приводний механізм різального апарата [53, 54].

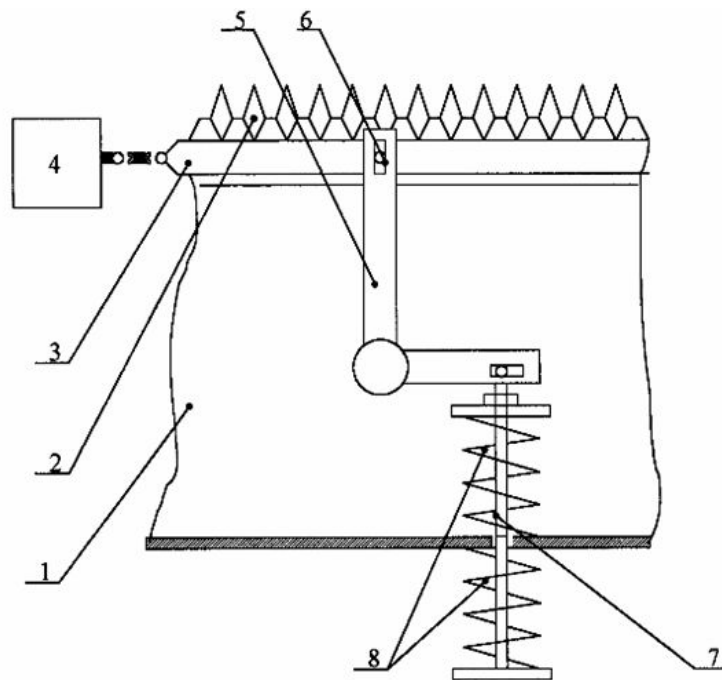


Рис. 1.20. Приводний механізм різального апарата з двоплечим важелем

Пропонований різальний апарат складається зі встановленого на рамі 1 нерухомого бруса 2 з протирізальними кромками і рухомого ножа 3 з різальними сегментами, якому надається зворотно-поступальний рух приводом 4. На рамі шарнірно закріплений двоплечий важіль 5, одним кінцем зв'язаний з ножем за допомогою осі 6, що жорстко закріплена на ножі 3 і має можливість переміщення в поздовжньому пазі на кінці двоплечого важеля 5. Другий кінець двоплечого важеля 5 аналогічно зв'язаний з тягою 7, виконаною у вигляді стягуючого стержня, яка зв'язана з двома пружними елементами 8,

розташованими по різні сторони рами 1.

Попередня деформація пружних елементів 8 вибирається довжиною тяги 7 таким чином, що при проходженні ножа 3 в мертвих точках одна з пружин 7 була максимально деформована, інша – мінімально.

Подібною розробкою є різальний апарат (рис. 1.21), що складається зі встановленого на рамі нерухомого бруса з протирізальними кромками і рухомої ножової смуги з різальними сегментами, якій надається зворотно-поступальний рух приводом [55].

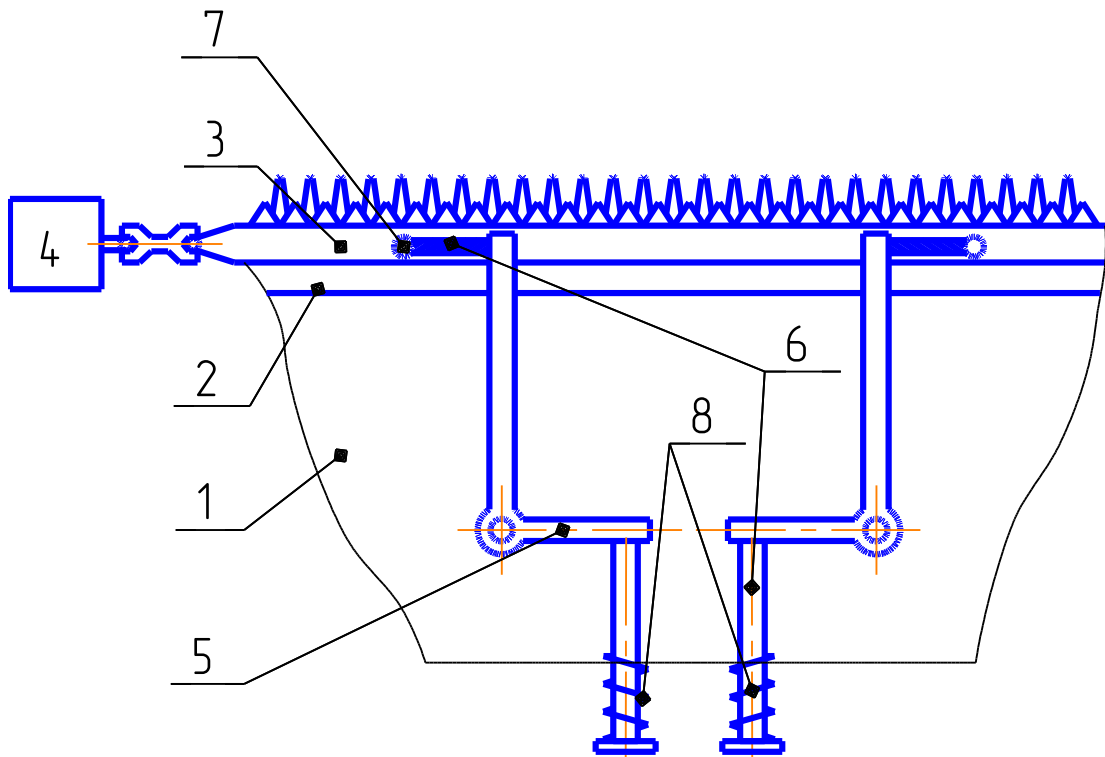


Рис. 1.21. Схема різального апарата:

1 - рама жатки; 2 - протирізальний брус; 3 - ніж; 4 - привод; 5 - двоплечий важіль; 6 - гнучкий повідок; 7 - вузол кріплення; 8 - пружний елемент.

На рамі шарнірно закріплені дзеркально розташовані двоплечі важелі, плечі яких забезпечені гнучкими повідцями з однієї сторони та приєднані до пружних елементів з іншої. Зворотно-поступальний рух ножа через шарнірні з'єднання відповідних ланок деформує пружні елементи, накопичуючи

потенціальну енергію.

Такі конструкції мають суттєві недоліки, оскільки введені численні додаткові ланки, які мають певну масу, накопичують додаткову кількість кінетичної енергії, що призводить до підвищеного енергоспоживання. Крім того, запропоновані конструктивні рішення досить проблематично реалізувати на практиці.

Другою групою таких механізмів є механізми, які на корпус рами передають мінімум дії інерційних сил.

В роботі [56] запропоновано привод двоножового різального апарата, що містить встановлений в корпусі приводний вал з механізмом переміщення ножів в протифазі та має важелі, кожен з яких з'єднаний з ножем і підпружинений за допомогою пружних елементів, розташованих по обидві сторони від важеля і сполучені між собою, рис.1.22.

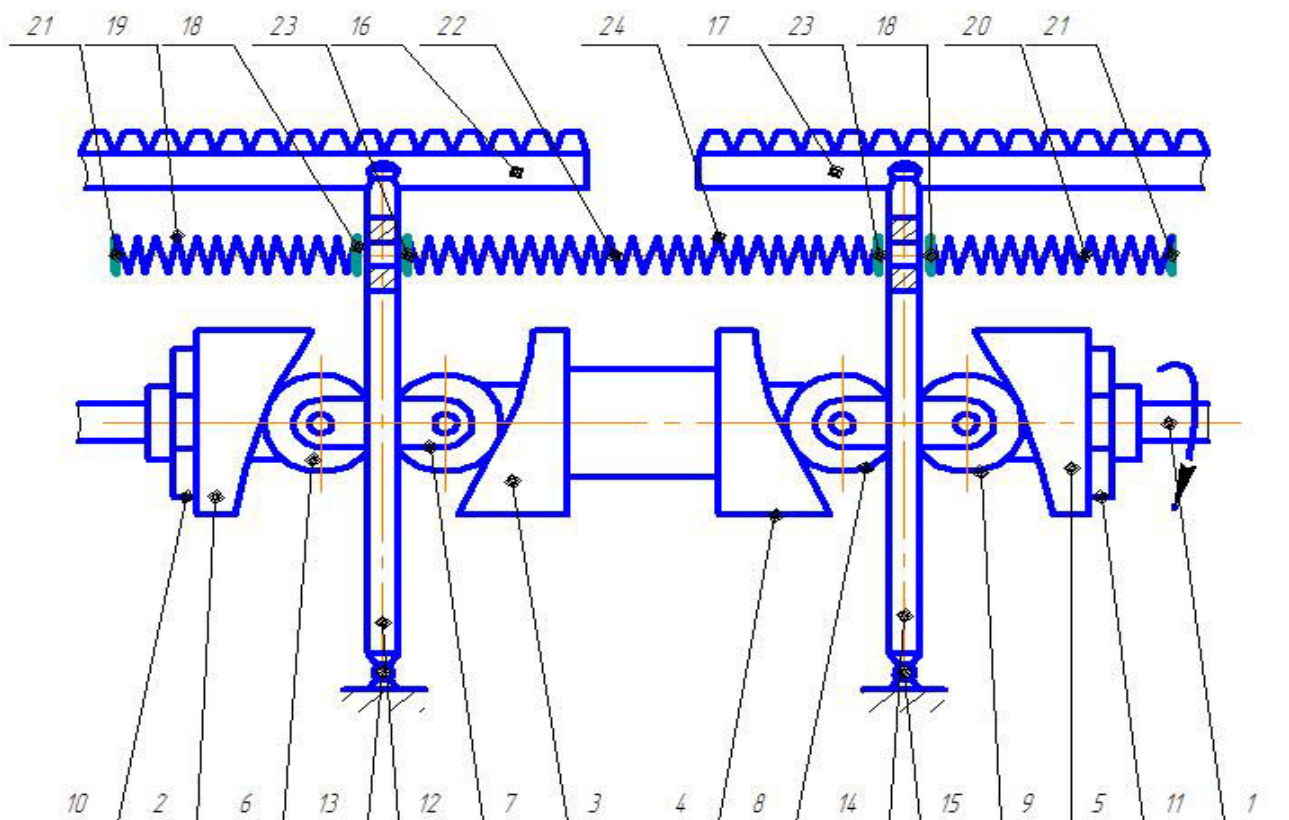


Рис. 1.22. Привод двоножового різального апарата:

1 - приводний вал; 2,3,4,5 - кулачки; 6,7,8,9 - ролики; 10,11 - гайки; 12,15 - шарніри; 13,14 - важелі; 16,17 - ножі; 18,21,23 - упори; 19,20,24 - пружини; 22 - стягувальний стержень.

Такий механізм вважається повністю зрівноваженим і розвантаженим від інерційних сил пружними елементами привода різального апарата. Це дозволяє значною мірою підвищити швидкості різання, а отже і продуктивність різального апарата.

Підсумовуючи викладений матеріал, можна виділити наступне:

За попередньою оцінкою було встановлено, що збільшення поступальної швидкості (продуктивності) машини найефективніше досягається при закономірному збільшенні швидкості руху ножа або його двійних ходів (частоти). Особливого ефекту досягається із введенням пружних елементів в конструкцію приводів різального апарата зі зворотно-поступальним рухом ножа.

Висновки до першого розділу

1. При дослідженні енергоощадності різальних апаратів сучасних сільськогосподарських косарок було встановлено, що для скошування 1 га трав за одну годину умовна питома потужність косарки із сегментно-пальцевим різальним апаратом становить біля 3,3 кВт. Отриманий показник є приблизно в 3–4 рази меншим у порівнянні з косарками з ротаційними різальними апаратами. Від того можна стверджувати, що за інших рівних умов косарки з сегментно-пальцевим різальним апаратом за енергоощадністю привода робочого органу значно переважають косарки з ротаційними різальними апаратами.

2. При виконанні аналізу можливих шляхів підвищення продуктивності роботи різальних апаратів було встановлено, що збільшення ширини захвату косарки є менш ефективним у порівнянні з використанням менш широкозахватних агрегатів, але при роботі на підвищених швидкостях. Підвищення поступальної швидкості вимагає забезпечення оптимального кінематичного режиму роботи різального апарата. Серед можливих варіантів

підтримання такого кінематичного режиму роботи найраціональнішим є збільшення двійних ходів ножа через збільшення частоти обертання кривошипа.

3. Через збільшення швидкості ходу ножа, при його зворотно-поступальному русі значно зростають інерційні сили через збільшення максимальних значень прискорень рухомих мас. З цією метою було проведено аналіз конструктивних і кінематичних особливостей приводних механізмів. Він показав, що якість роботи різального апарата в значній мірі залежить від типу приводного механізму, який може забезпечувати той чи інший кінематичний режим роботи такого апарата. Хоча за аналізом представлених основних типів приводних механізмів різальних апаратів тільки частково отримано відповідь на питання, що стосується зменшення інерційних сил від знакозмінного переміщення ножа. Значним недоліком таких апаратів, які забезпечують більш «м'які» кінематичні режими вихідної ланки – ножа, є суттєве ускладнення конструкції привода та зниження надійності.

4. Для вивчення питання зрівноважування приводних механізмів було розглянуто основні теоретичні підходи, які стосуються, в основному, до кривошипно-шатунних механізмів як найбільш поширених у приводах сільськогосподарських косарок та інших машин з різальними апаратами підпорного зрізування. Тут було встановлено, одним з найпростіших способів зрівноважити сили інерції рухомих мас є встановлення противаг на кривошипі. Проте, такий підхід вирішує тільки частину питання, оскільки дозволяє зрівноважувати сили інерції обертових мас повністю, а мас, які рухаються поступальним рухом – частково.

5. Встановлено, що перспективним напрямком зрівноваження інерційних сил в механізмі є використання пружних елементів в конструкції привода. Основною умовою зрівноваження, при огляді літературних джерел, є те, що сума кінетичної енергії в механізмі і потенціальної енергії пружних елементів повинна дорівнювати нулю. Цю умову на практиці виконати в повній мірі фактично не є можливим. Тому зрівноваження приводного механізма, все-таки,

залишається частковим. Крім того, представлені моделі та теоретичні підходи не враховують зміни навантаження від опорів різання та тертя, що змінюються при виконанні технологічної операції скошування різних культур з відмінними фізико-механічними властивостями стебел.

Тому в роботі ставиться завдання розробити більш досконалий приводний механізм косарки сегментно-пальцевої на основі базового кривошипно-повзунного привода, який би був адаптивним до конкретних умов роботи, які відрізняються кінематичним режимом та фізико-механічними властивостями культури, що скошується. Крім того, приводний механізм повинен забезпечити зменшення енергоспоживання в цілому та навантаження в кінематичних парах ланок привода. Для поставленої мети необхідно розробити математичні моделі навантаження на різальний апарат, змодельовати роботу пружних елементів з регульованими параметрами та скласти єдину модель роботи різального апарата з можливістю аналізу його енергоспоживання та навантаження окремих ланок.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ І КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОГО ПРИВОДА КОСАРКИ

2.1. Теоретичне дослідження основних кінематичних параметрів приводного механізму сегментно-пальцевого різального апарата

Аналізуючи літературні джерела, можна знайти різні математичні моделі сегментно-пальцевого різального апарата. Кожна з них в більшій чи меншій мірі відтворює його реальну роботу. Теоретичні викладки з високою збіжністю до точних значень обтяжені громіздкістю математичних виразів і не завжди є виправданими практичним інтересом.

Розглянемо загальну схему (рис. 2.1) дезаксіального кривошипно-повзунного механізму, яким моделюємо роботу сегментно-пальцевого різального апарата та встановимо його кінематичні параметри [57, 58].

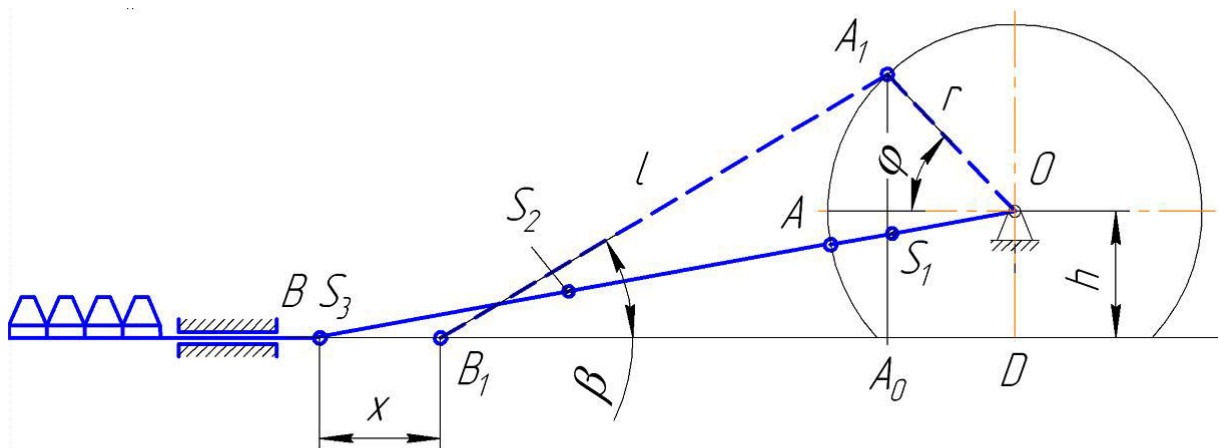


Рис. 2.1. Дезаксіальний кривошипно-повзунний механізм – прототип сегментно-пальцевого різального апарата косарки

Можна вважати, що від валу відбору потужності (ВВП) трактора через карданний вал кривошип OA_1 отримує крутний момент з постійною кутовою

швидкістю ω . Його кут повороту становитиме $\varphi = \omega t$. Прийmemo за початок відліку точку B , яка відповідає граничному лівому положенню повзуна (ножа). Тоді в момент часу t переміщення x визначиться як $x = BD - B_1D$.

Позначивши довжину кривошипа r , шатуна l , величину дезаксіала h і кут, який складає шатун з напрямком осі Bx , β , знайдемо

$$x = \sqrt{(r+l)^2 - h^2} - r \cos \varphi - l \cos \beta. \quad (2.1)$$

Довжина перпендикуляра A_1A_0 , опущеного із A_1 на напрямок осі Bx $A_0A_1 = r \sin \varphi + h = l \sin \beta$, звідси знаходимо, що $\sin \beta = \frac{r \sin \varphi + h}{l}$.

$$\text{Отже, } \cos \beta = \sqrt{1 - \sin^2 \beta} = \sqrt{1 - \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right)^2}.$$

Підставляючи значення $\cos \beta$ в рівняння (2.1), знаходимо

$$x = \sqrt{(r+l)^2 - h^2} - r \cos \varphi - l \sqrt{1 - \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right)^2}. \quad (2.2)$$

Розкладемо другий радикал правої частини рівності (2.2) в ряд за формулою бінома Ньютона для від'ємних показників [58], тоді отримаємо

$$\begin{aligned} \sqrt{1 - \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right)^2} &= \left[1 - \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right)^2 - \\ &- \frac{1}{8} \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right)^4 - \frac{1}{16} \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right)^6 - \dots \end{aligned}$$

Після підстановки ряду в праву частину рівності (2.2), знайдемо переміщення т. B ножа

$$x = \sqrt{(r+l)^2 - h^2} - r \cos \varphi - l \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l} \right)^2 - \frac{1}{8} \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l} \right)^4 - \frac{1}{16} \left(\frac{r \sin \varphi + h}{l} \right)^6 - \dots \right]. \quad (2.3)$$

Для визначення кінематичних параметрів механізму достатньо обмежитися двома першими членами ряду, що входять в квадратні дужки правої частини рівності (2.3). Розбіжність між точним значенням переміщення x ножа і значенням за виразом (2.3) при використанні двох перших членів ряду має порядок $10^{-4} \div 10^{-5}$ м для дезаксіального кривошипно-повзунного механізму, рис. 2.2.

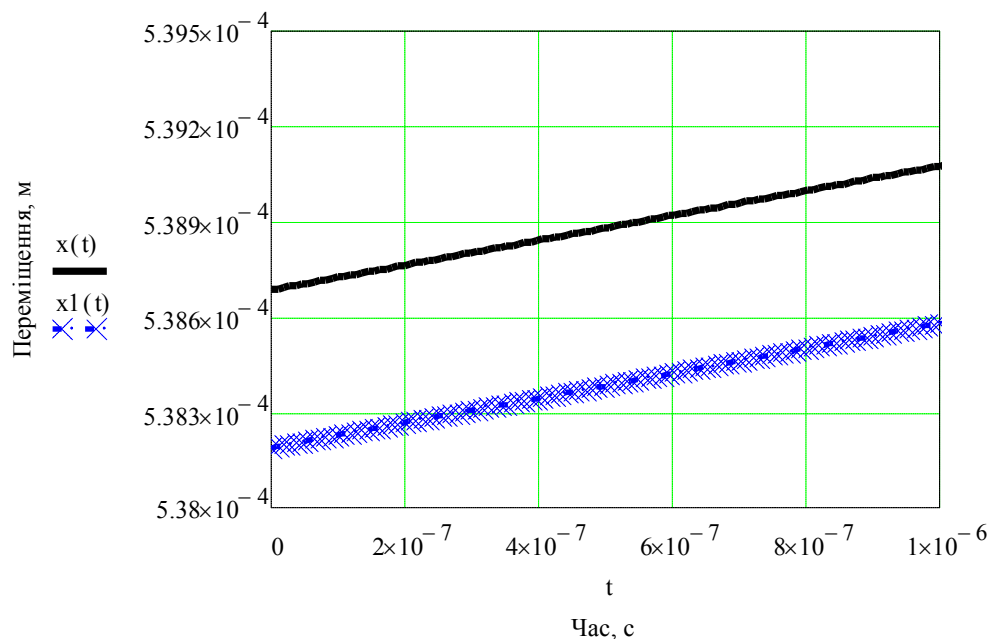


Рис. 2.2. Графік для порівняння розбіжності значень переміщення ножа

Дане порівняння виконано для експериментального зразка дезаксіального сегментно-пальцевого різального апарата косарки шириною захвату 1,4 м. Тут хід ножа становить $s = 76,2$ мм, величина дезаксіалу $h = 0,04$ м, радіус кривошипа $r = 0,0373$ м та довжина шатуна $l = 0,22$ м. Механізм працює при

частоті обертання кривошипа $n'_1 = 540$ об/хв. Суцільною лінією показане точне значення переміщення, а лінією хрестиками – наближене.

Отже, відкидаючи в рівності (2.3) всі члени ряду починаючи з третього і замінюючи $\varphi = \omega t$, після перетворень отримаємо наступне рівняння переміщення ножа

$$x = \sqrt{(r+l)^2 - h^2} - r \cos \omega t - l + \frac{r^2}{2l} \sin^2 \omega t + \frac{rh}{l} \sin \omega t + \frac{h^2}{2l}. \quad (2.4)$$

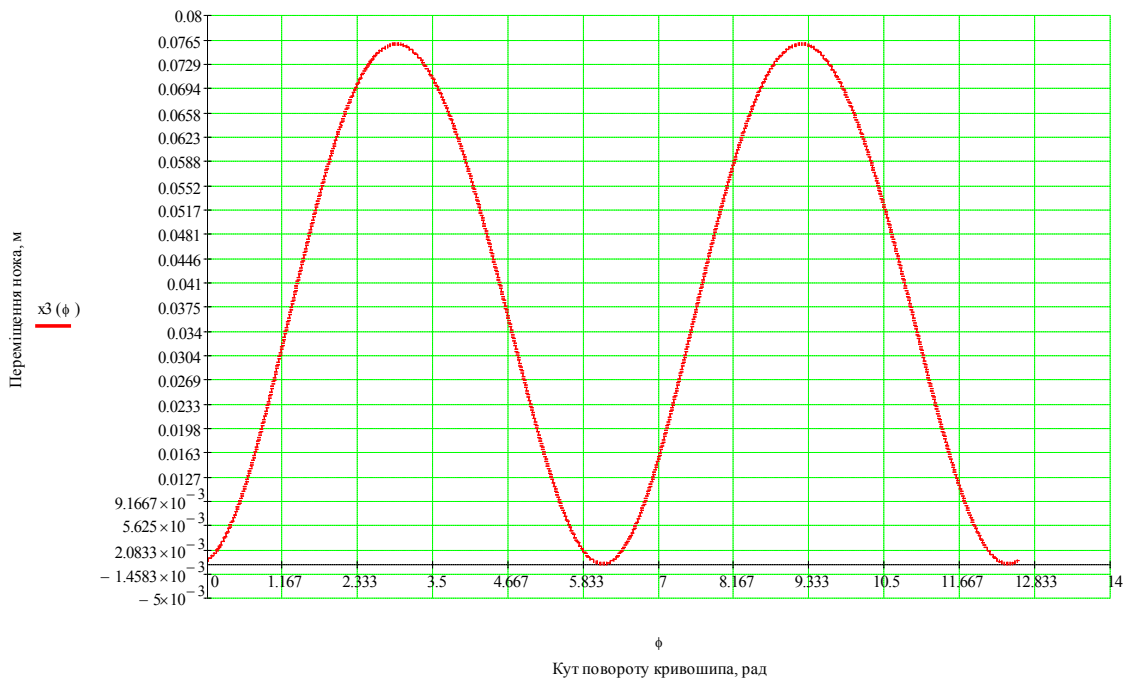


Рис.2.3. Графік переміщення

Як видно з графіка (рис. 2.3) відбувається деяке перебігання ножа за величину ходу $s = 76,2$ мм в одному з крайніх положень. Це пояснюється існуванням дезаксіалу в механізмі. Для виконання процесу зрізування цей факт немає суттєвого значення, а от для подальших детальних досліджень на цю величину перебігання слід звернути увагу.

Беремо першу і другу похідні за часом t від переміщення x та знаходимо швидкість \dot{x} і прискорення \ddot{x} вихідної ланки [60–62]:

$$\vartheta = \dot{x} = r\omega \left(\sin \omega t + \frac{r}{2l} \sin 2\omega t + \frac{h}{l} \cos \omega t \right), \quad (2.5)$$

$$a = \ddot{x} = r\omega^2 \left(\cos \omega t + \frac{r}{l} \cos 2\omega t - \frac{h}{l} \sin \omega t \right). \quad (2.6)$$

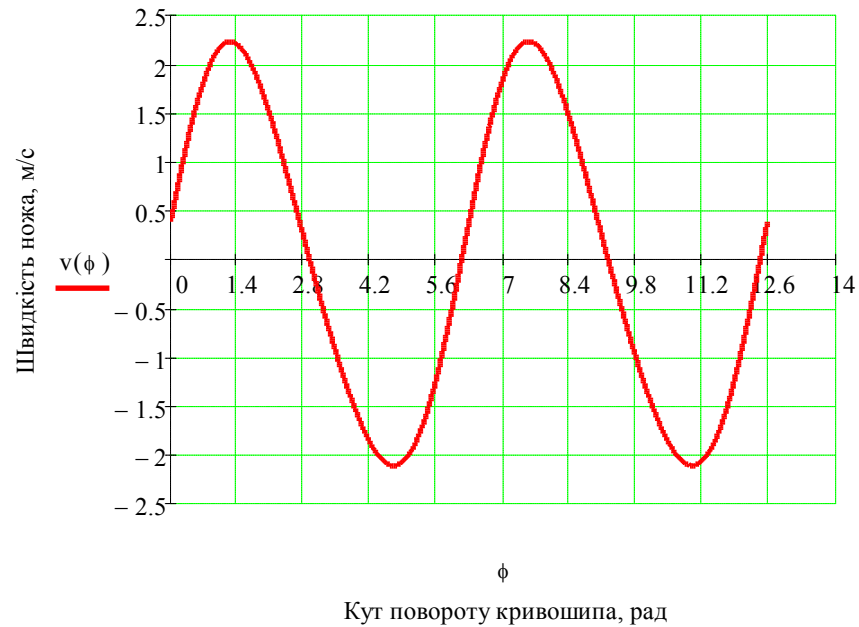


Рис.2.4. Графік швидкості

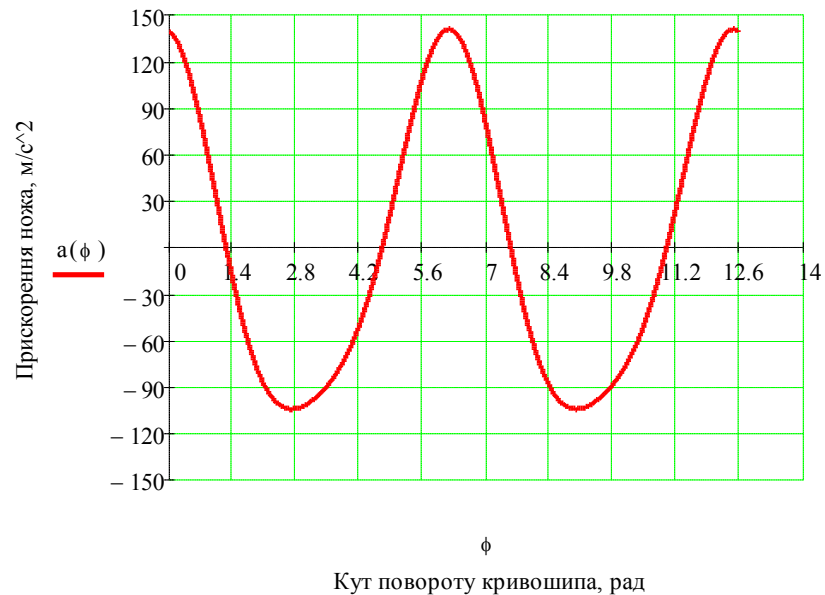


Рис. 2.5. Графік прискорення

Якщо ж порівнювати значення прискорення вихідної ланки – ножа (рис. 2.6, показано лінією, що утворена крапками) за представленим виразом (2.6) при $h = 0$ (для аксіального механізму) з виразом прискорення, який наведено в роботі [21] (на рис. 2.6 суцільна лінія), то на графіку видно, що є суттєве неспівпадання кривих прорахованих прискорень, а пунктирною лінією показано різницю їх значень по модулю. Максимальна похибка становить 14,5% і вона спостерігається якраз при переході ножа через ліву і праву мертві точки, коли сила інерції набиратиме максимального значення.

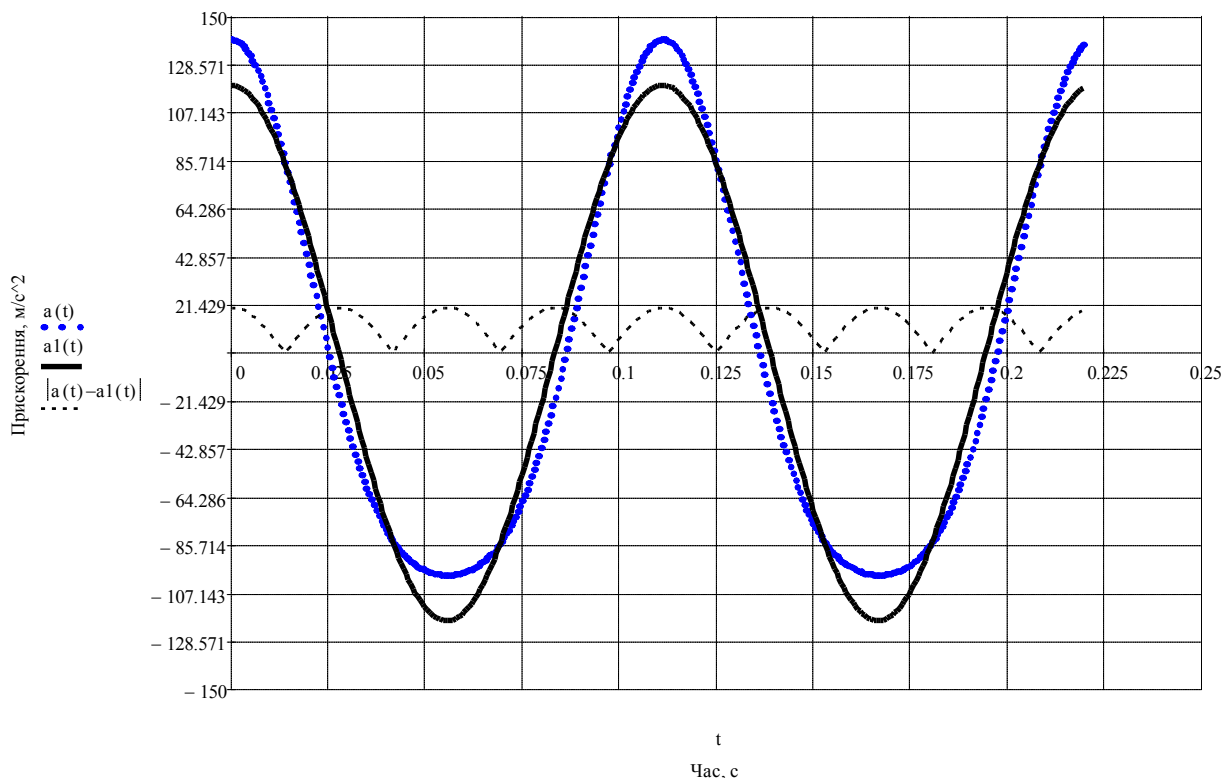


Рис. 2.6. Порівняльний графік прискорення точок вихідної ланки

Отже, для даного механізму косарки було представлено вирази основних кінематичних параметрів, які забезпечують високу точність досліджуваних величин. Крім того, обґрунтовано доцільність використання двох перших членів другого радикала правої частини рівності (2.2), що розкладений в ряд за формулою бінома Ньютона.

2.2. Визначення залежностей для складових енергоспоживання в процесі зрізування для сегментно-пальцевого різального апарата з кривошипно-шатунним приводним механізмом

Відомим є той факт, що сила, яка передається через з'єднувальний шарнір на спинку ножа (рис. 2.7) визначається за формулою [5, 26, 29, 63]

$$P = P_{in} + P_{зр} + F, \quad (2.7)$$

де P_{in} – сила інерції, що розвивається рухомими масами елементів, які входять до складу ножа, Н;

$P_{зр}$ – сила, що затрачується безпосередньо на процес зрізування, Н;

F – сила тертя, яка виникає в різальному апараті, Н.



Рис. 2.7. Фрагмент ножа косарки

Відповідно до цього приведена сила до т. А кривошипа, рис. 2.1 матиме такий же характер.

Встановимо закон зміни кожної із складових виразу (2.7), виражаючи їх як функції від кута повороту кривошипа чи часу його обертання. Крім того, аналогічним чином буде визначатися потужність, що витрачається на привод косарки при скошуванні трав чи іншого роду культур

$$N = N_{in} + N_p + N_t, \quad (2.8)$$

де N_{in} – потужність, що затрачується на подолання сил інерції, Вт;

N_p – потужність, що затрачується безпосередньо на процес зрізування, Вт;

N_t – потужність, що затрачується на подолання сил тертя, Вт.

Далі перейдемо до визначення енергетичних параметрів і встановимо величину кінетичної енергії, яка виникає при русі мас механізму.

Для цього скористаємося математичним виразом теореми про зміну кінетичної енергії [59, 64]

$$T - T_0 = \sum A, \quad (2.9)$$

де T – поточні значення кінетичної енергії механізму, Дж;

T_0 – початкове значення кінетичної енергії механізму, Дж;

$\sum A$ – сума робіт всіх сил і моментів, прикладених до механізму, Дж.

Кінетична енергія механізму рівна сумі кінетичних енергій його ланок

$$T = \sum_{i=1}^n T_i = \sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{\vartheta_{S_i}^2}{2} + J_{S_i} \frac{\omega_i^2}{2} \right), \quad (2.10)$$

де m_i і J_{S_i} – маса та момент інерції i -тої ланки;

ϑ_{S_i} і ω_i – відповідно лінійна швидкість руху центра маси i -тої ланки та її кутова швидкість.

Рівняння для приведеної маси та приведенного моменту інерції механізму матимуть вигляд [59]:

$$m_{np} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{\vartheta_{S_i}}{\vartheta_{np}} \right)^2 + J_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{\vartheta_{np}} \right)^2 \right]; \quad (2.11)$$

$$J_{S_{np}} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{\vartheta_{S_i}}{\omega_{np}} \right)^2 + J_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{\omega_{np}} \right)^2 \right]. \quad (2.12)$$

Тоді вираз для приведенного моменту інерції нашого механізму в розгорнутому вигляді представимо таким чином

$$J_{S_{np}} = J_{S_1} + J_{S_2} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_2 \left(\frac{\vartheta_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{\vartheta_{S_3}}{\omega_1} \right)^2, \quad (2.13)$$

де $J_{S_1} = J'_{S_1} + m_1 l_{OS_1}^2$, причому $J'_{S_1} = 0.175 m_1 l_{OA}^2$ – момент інерції для кривошипа, кг·м²; $J_{S_2} = \frac{m_2 l_{AB}^2}{12}$ – момент інерції шатуна, кг·м².

Для визначення лінійних і кутових швидкостей центрів мас окремих ланок механізму використано метод замкнених контурів [59, 65].

Тут представимо кінематичну схему кривошипно-шатунного привода косарки сегментно-пальцевої у вигляді замкненого векторного контуру, рис. 2.8.

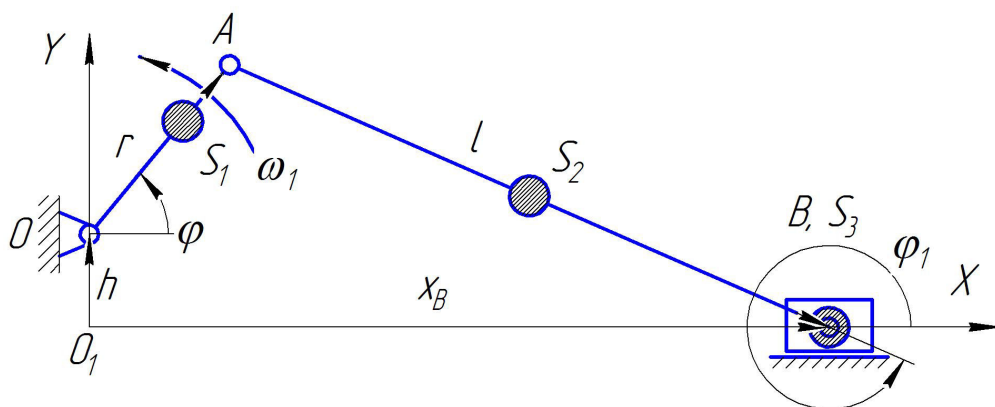


Рис. 2.8. Кінематична схема привода косарки у вигляді замкненого векторного контуру

Умова замкнутості у векторній формі матиме вигляд

$$\bar{h} + \bar{r} + \bar{l} = \bar{x}_B. \quad (2.14)$$

Спроектуємо елементи замкненого контуру на координатні осі:

$$\left. \begin{aligned} r \cos \varphi + l \cos \varphi_1 &= x_B; \\ h + r \sin \varphi + l \sin \varphi_1 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.15)$$

Із системи (2.15), з другого її рівняння, встановимо залежність кута φ_1 , що визначає положення шатуна довжиною l

$$\varphi_1 = \arcsin\left(-\frac{h + r \sin \varphi}{l}\right). \quad (2.16)$$

Відповідно, з першого рівняння (2.15), є відомим переміщення повзуна-ножа косарки. Перепишемо його в наступному вигляді

$$x_B = r \cos \omega_1 t + l \cos \omega_2 t. \quad (2.17)$$

Для визначення залежностей швидкостей ланок механізму продиференціюємо за часом t рівняння системи (2.15):

$$\left. \begin{aligned} -r\omega_1 \sin \varphi - l\omega_2 \sin \varphi_1 &= \dot{x}_B; \\ r\omega_1 \cos \varphi + l\omega_2 \cos \varphi_1 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.18)$$

З другого рівняння системи (2.18) визначаємо кутову швидкість ω_2

$$\omega_2 = -\frac{\omega_1 r \cos \varphi}{l \cos \varphi_1}. \quad (2.19)$$

Тоді швидкість повзуна (ножа коси) з врахуванням (2.19)

$$\mathfrak{V}_B = \mathfrak{V}_{S_3} = -\omega_1 r \frac{\sin(\varphi - \varphi_1)}{\cos \varphi_1}. \quad (2.20)$$

Запишемо вираз для визначення швидкості центра мас шатуна в будь-який момент часу чи при довільному куті повороту кривошипа.

Складемо векторне рівняння для швидкості \mathfrak{V}_{S_2}

$$\overline{\mathfrak{V}_{S_2}} = \overline{\mathfrak{V}_A} + \overline{\mathfrak{V}_{S_2A}}, \quad (2.21)$$

де $\mathfrak{V}_{S_2A} = |\omega_2| l_{AS_2}$.

Проектуючи на координатні осі, матимемо:

$$\left. \begin{aligned} \mathfrak{V}_{S_2X} &= \mathfrak{V}_A \cos \alpha_A + \mathfrak{V}_{S_2A} \cos \alpha_{S_2A}, \\ \mathfrak{V}_{S_2Y} &= \mathfrak{V}_A \sin \alpha_A + \mathfrak{V}_{S_2A} \sin \alpha_{S_2A}. \end{aligned} \right\} \quad (2.22)$$

де α_A – направляючий кут вектора швидкості \mathfrak{V}_A

$$\alpha_A = \begin{cases} \varphi + \frac{\pi}{2}, & \omega_1 \geq 0; \\ \varphi - \frac{\pi}{2}, & \omega_1 < 0; \end{cases} \quad (2.23)$$

α_{S_2A} – направляючий кут вектора швидкості \mathfrak{V}_{S_2A}

$$\alpha_{S_2A} = \begin{cases} \varphi_1 + \frac{\pi}{2}, & \omega_2 \geq 0; \\ \varphi_1 - \frac{\pi}{2}, & \omega_2 < 0. \end{cases} \quad (2.24)$$

Складаючи проєкції, матимемо швидкість ϑ_{S_2}

$$\vartheta_{S_2} = \sqrt{\vartheta_{S_2X}^2 + \vartheta_{S_2Y}^2}. \quad (2.25)$$

Отримані залежності підставляємо у вираз для приведенного моменту інерції нашого механізму (2.13). Результат представлений на графіку, рис. 2.9 [66].

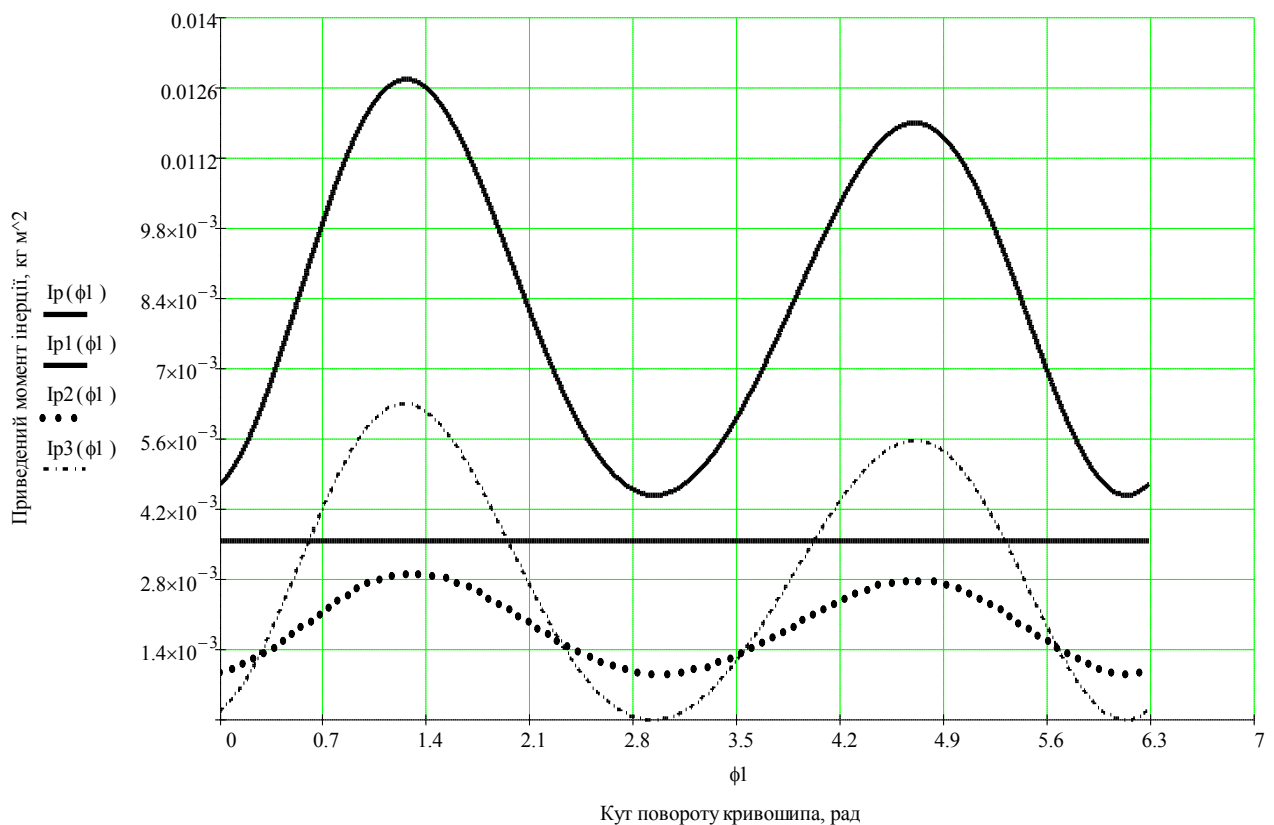


Рис. 2.9. Приведений момент інерції механізму

Графік побудовано при таких же вихідних даних, які описані вище. Крім того: маса кривошипа $m_1 = 4$ кг, шатуна — $m_2 = 2$ кг, ножа $m_3 = 4$ кг.

Аналізуючи отриманий графік приведенного моменту інерції $I_p(\phi_1)$ кривошипно-шатунного механізму косарки, встановлено, що момент інерції від руху ножа (на графіку $I_{p3}(\phi_1)$) має найбільше значення у порівнянні з моментами інерції шатуна ($I_{p2}(\phi_1)$) та кривошипа ($I_{p1}(\phi_1)$).

Відповідно до цього, сила інерції від руху маси ножа буде становити

$$P_i = -m_3 a_B, \quad (2.26)$$

де m_3 – маса ножа, $m_3 = 4$ кг; a_B – прискорення ножа, яке можна представити виразом (2.6) або знайти його вираз, використовуючи метод замкнених контурів.

З цією метою продиференціюємо по часу систему (2.18), враховуючи, що $\omega t = \varphi$:

$$\left. \begin{aligned} -r\omega_1^2 \cos \varphi - l\varepsilon_2 \sin \varphi_1 - l\omega_2^2 \cos \varphi_1 &= a_B; \\ -r\omega_1^2 \sin \varphi + l\varepsilon_2 \cos \varphi_1 - l\omega_2^2 \sin \varphi_1 &= 0. \end{aligned} \right\} \quad (2.27)$$

З другого рівняння системи (2.27) визначимо кутове прискорення шатуна

$$\varepsilon_2 = \frac{r\omega_1^2 \sin \varphi + l\omega_2^2 \sin \varphi_1}{l \cos \varphi_1}. \quad (2.28)$$

Тоді з першого рівняння системи (2.27), враховуючи (2.28), отримаємо вираз для прискорення ножа

$$a_B = -r\omega_1^2 \cos \varphi - l\varepsilon_2 \sin \varphi_1 - l\omega_2^2 \cos \varphi_1. \quad (2.29)$$

Для розглядуваної косарки при числі обертів кривошипа $n'_1 = 540$ об/хв, матимемо наступний графік характеру зміни сили інерції ножа, рис. 2.10.

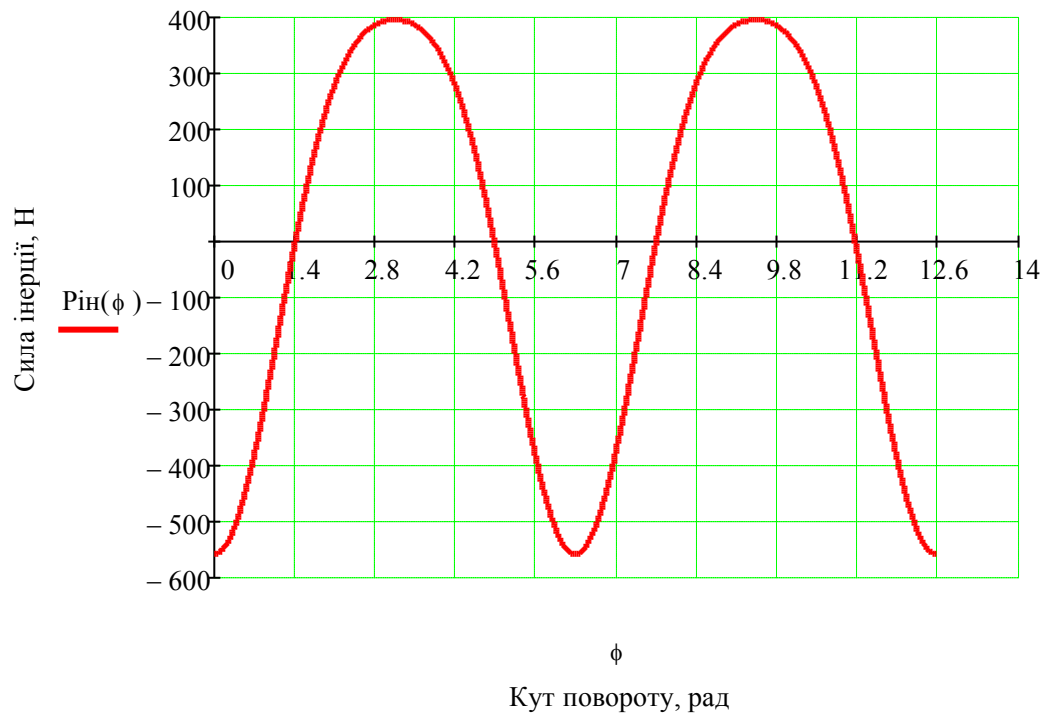


Рис. 2.10. Графіки зміни сили інерції ножа

Аналогічним чином знаходимо приведену масу, що описана виразом (2.11).

Далі розглянемо кінетичну енергію для точки приведення A (суцільна лінія) та порівняємо її з кінетичною енергією в т. B (лінія штрих-пунктирна), їх різниця показана на графіку рис. 2.11 пунктирною лінією [57].

Вирази енергій

$$T_{mA} = \frac{m_{np} \vartheta_A^2}{2}, \quad T_{mB} = \frac{m_3 \vartheta_B^2}{2}. \quad (2.30)$$

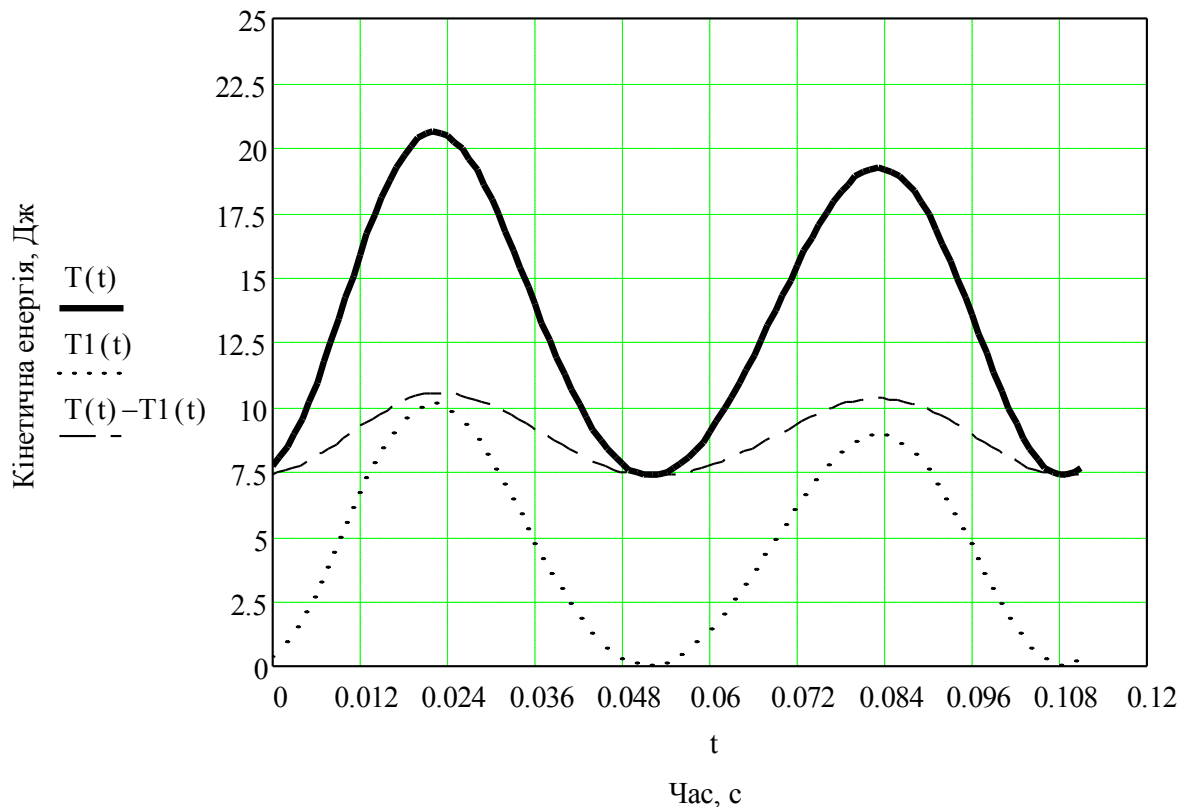


Рис. 2.11. Графік кінетичної енергії механізму

З проведеного дослідження встановлено, що відкинуті члени ряду, починаючи з третього, у виразі переміщення (2.3) не мають суттєвого впливу на кінцевий результат. При цьому відхилення переміщення від точного значення має порядок $10^{-4} \div 10^{-5}$ м, що не є суттєвим для ходу ножа 76,2 мм.

Порівнюючи значення прискорень вихідної ланки (ножа) за представленим виразом (2.6) з прискоренням, що наводиться в літературі [26–29] встановлено максимальну похибку близько 14,5% при переході планки ножа через «мертві» точки. Така похибка матиме суттєвий вплив на кінцевий результат при дослідженні, наприклад, міцності деталей привода і т.д.

Знайдена кінетична енергія механізму, що приведена до шарніра кривошипа т. А є майже вдвічі більшою у порівнянні з енергією, яка приведена до шарніра шатуна т. В. Це пояснюється тим, що тут існує «зайва» енергія, яка витрачається для забезпечення динамічної зрівноваженості привода. Тому це ще раз підтверджує про необхідність розробки більш досконалого приводного

механізму косарки, що дозволить зменшити динамічну незрівноваженість механізму, а від того і суттєво зменшити затрати енергії на привод в цілому.

Наступним етапом дослідження є визначення сили зрізування сегментно-пальцевим різальним апаратом. Зрізування – це найбільш вигідний спосіб розділення матеріалу при роботі косарки. Ніж (сегмент) представляє собою клин, який з певним зусиллям та швидкістю проникає в тканину рослини, створює там достатньо великі сили, напруження від яких руйнують волокна і проходить процес розділення.

Досліджуючи процес зрізування, в літературних джерелах [33, 67–69] наведено вираз для сили зрізування, яка повинна створити таке руйнівне контактне напруження в матеріалі щоб розділити його. Представимо вираз цього критичного зусилля, яке цю умову виконає [70]

$$P_{кр} = \delta \sigma_p + \frac{E h_c^2}{2 h_p} \left[\operatorname{tg} \beta_p + f_p \sin^2 \beta_p + \mu (f_p + \cos^2 \beta_p) \right] \quad (2.31)$$

де δ – товщина леза, м;

β_p – кут заточування леза, рад;

h_p – товщина шару матеріалу, що перерізається, м;

h_c – товщина шару, стиснутого лезом до моменту початку зрізування, м;

E – модуль пружності матеріалу, Па;

μ – коефіцієнт Пуассона;

f_p – коефіцієнт тертя матеріалу об лезо;

σ_p – контактне напруження на вістрі леза, Па.

З аналізу даного виразу видно, що тут закладено фізико-механічні властивості матеріалу та геометрія різального леза.

Тоді сила, що діятиме на рослину і повинна перерізати (сила зрізування) її не може мати більшого значення як сума всіх опорів R_s , що втримують стеблину від критичної деформації при якій вже зрізування не можливе [29], тобто

$$R_s < P_{зз} + P_i' + P_n + P_c. \quad (2.32)$$

де $P_{зз}$ – сила опору згину стеблини, Н;

P_i' – сила інерції стеблини, Н;

P_n – сила опору повітря, Н;

P_c – сила опору (підпору) згину через контакт з сусідніми стеблинами, Н.

Теоретично процес зрізування можна розділити на два етапи:

спочатку в деяких випадках можливим буде зрізування стебел без підпору до моменту переміщення сегмента, коли в контакт вступають протирізальна пластина сегмента та зовнішній елемент пальця (перо або відросток);

перерізування стебел при дії двох опор.

З іншого боку, практичний досвід переконливо доводить, що силу опору зрізуванню $P_{зр}$ можна розраховувати за середнім значенням протягом робочого ходу ножа на ділянці зрізування і вважати, що вона є сталою та залежить від площі навантаження і густоти стеблестою та визначається питомою роботою, яка витрачається на зрізування рослин з одиниці площі [6, 26, 29, 33].

Залежність для визначення сили опору зрізування $P_{зр}$ представимо наступним чином

$$P_{зр} = \frac{\varepsilon f_H z}{l_{ак}}, \quad (2.33)$$

де ε – питома робота, що витрачається на зрізування рослин з одиниці площі,

$H \cdot м / м^2$;

f_H – площа навантаження на лезо сегмента, $м^2$;

z – кількість сегментів;

$l_{ак}$ – величини переміщення ножа, що відповідає початку і закінченню зрізування, м, рис. 2.12 [71].

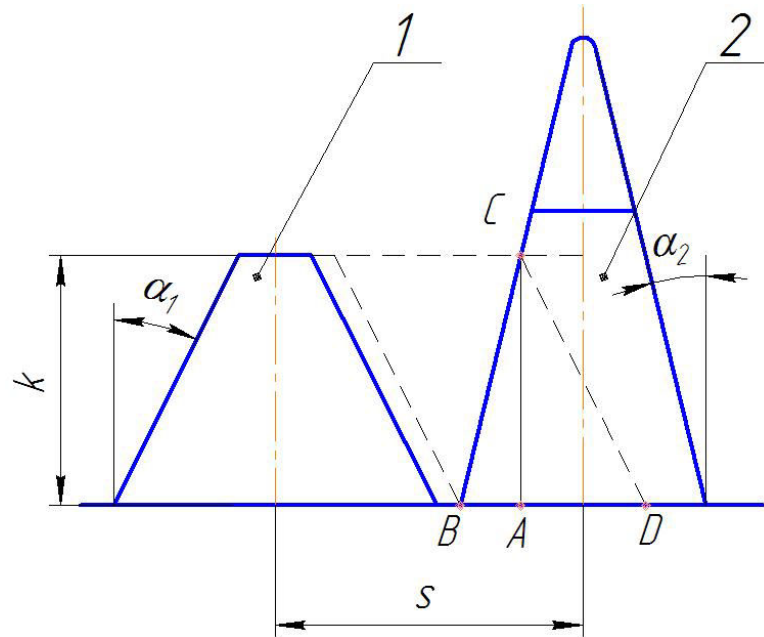


Рис. 2.12. До визначення сили опору зрізування:

1 – сегмент; 2 – протирізальна пластина.

Як видно з рис. 2.12, розглядаючи прямокутні трикутники $\triangle BAC$ та $\triangle DAC$, що $l_{ак} = (BA + AD) = BD$, тобто

$$l_{ак} = k(\operatorname{tg}\alpha_2 + \operatorname{tg}\alpha_1) = k \frac{\operatorname{tg}\alpha_2 + \operatorname{tg}\alpha_1}{1 - \operatorname{tg}\alpha_2 \operatorname{tg}\alpha_1}, \quad (2.34)$$

де $k = AC$; α_2, α_1 – кути встановлення різальної кромки протирізальної пластини та сегмента.

Площа навантаження на лезо сегмента для апарата нормального зрізування з одинарним пробігом ножа визначається з врахуванням відносного і переносного рухів сегмента ножа

$$f_H = s \frac{\vartheta_m \pi}{\omega}, \quad (2.35)$$

де ϑ_m – поступальна швидкість машини, м/с;

s – хід ножа, м. Для апарата нормального зрізування з одинарним пробігом ножа хід ножа дорівнює кроку встановлення сегментів.

Аналізуючи вираз (2.33), видно, що сила опору зрізування має сталі значення на відрізку переміщення ножа $l_{ак}$ та відображає навантаження на одному робочому ходу ножа, тобто при напівоберті кривошипа. Насправді ж сила опору зрізування повинна змінювати свій напрямок при зворотному ході ножа та відображати характер навантаження протягом повного оберту кривошипа, так як ніж здійснює періодичні коливні рухи.

Графік сили опору зрізування при куті повороту кривошипа 2π або переміщенні $2s$ повинен мати наступний характер, рис. 2.13.

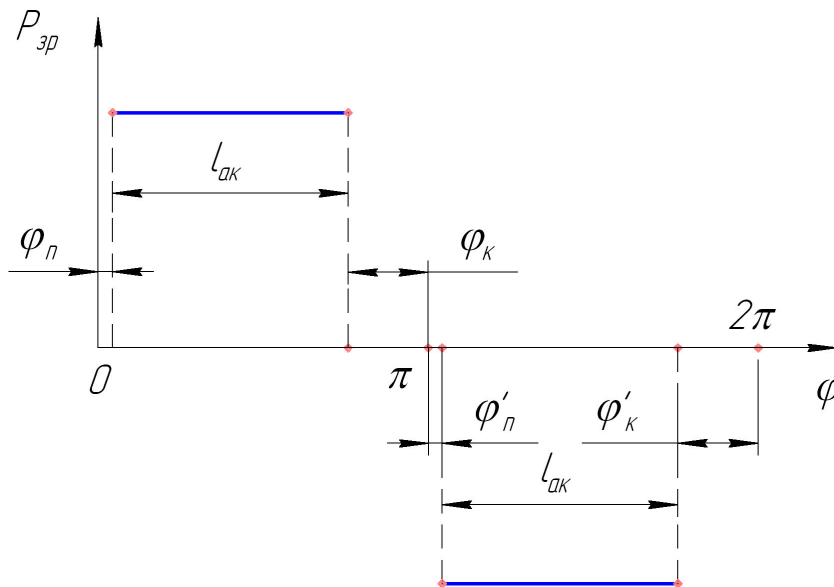


Рис. 2.13. Схематичне представлення зміни сили зрізування $P_{зр}$ при повороті кривошипа на кут 2π

Тут φ_n, φ_k – кути повороту кривошипа, що позначають початок, кінець ділянки зрізування при прямому ході ножа, рад;

φ'_n, φ'_k – кути повороту кривошипа, що позначають початок, кінець ділянки зрізування при зворотному ході ножа, рад.

Аналізуючи вираз (2.33) та враховуючи необхідний характер зміни сили опору зрізування, бачимо, що дана функція є непарною та має розриви першого роду.

Крім того, сила опору зрізування $P_{zp}(x)$ є періодичною функцією з періодом $2l$, що відповідає прямому та зворотному ходам ножа $2s$. Розкладемо її в тригонометричний ряд такого ж періоду ($2l'$), вважаючи, що $x = \frac{l't}{\pi}$, тоді отримаємо функцію [72, 73]

$$P_{zp}(t) = P'_{zp} \left(\frac{l't}{\pi} \right) \quad (2.36)$$

з періодом 2π .

Виходячи з цього, для функції $P_{zp}(t)$ складаємо ряд Фур'є у вигляді

$$P_{zp}(t) \approx \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos nt + b_n \sin nt), \quad (2.37)$$

де a_n, b_n – коефіцієнти ряду Фур'є (2.37)

Дані коефіцієнти визначаються виразами:

$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} P_{zp}(t) \cos nt \, dt = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} P'_{zp} \left(\frac{l't}{\pi} \right) \cos nt \, dt, \quad (2.38)$$

$$(n = 0, 1, 2, \dots);$$

$$b_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} P_{zp}(t) \sin nt \, dt = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} P'_{zp} \left(\frac{l't}{\pi} \right) \sin nt \, dt, \quad (2.39)$$

$$(n = 1, 2, \dots).$$

Якщо перейти до змінної x та записати $t = \frac{\pi x}{l'}$, також врахувати, що графік матиме непарне продовження, то отримуємо ряд наступного вигляду

$$P_{zp}(x) \approx \sum_{n=1}^{\infty} b_n \sin nx, \quad (2.40)$$

де

$$b_n = \frac{1}{l'} \int_{-l'}^{l'} P_{zp}(x) \sin \frac{\pi nx}{l'} dx, \quad (2.41)$$

($n = 1, 2, \dots$).

Або ж функцію (2.33) можна розкласти як функцію періоду 2π за наведеними виразами (2.37) – (2.39) при приведенні переміщення ножа до кута повороту кривошипа φ . Вибір способу розкладу на значення кінцевого результату не впливає і має тільки технічне значення зумовлене методикою подальших досліджень.

Відповідно до проміжків дії сили зрізування на лезо ножа (рис. 2.13), запишемо наступну залежність, приводячи переміщення ножа до кута повороту кривошипа [74]

$$P_{zp}(x) = \begin{cases} 0, & 0 \leq x \leq \varphi_n; \\ \frac{\varepsilon f_H z}{l_{ак}}, & \varphi_n \leq x \leq \pi - \varphi_k; \\ 0, & \pi - \varphi_k \leq x \leq \pi + \varphi'_n; \\ -\frac{\varepsilon f_H z}{l_{ак}}, & \pi + \varphi'_n \leq x \leq 2\pi - \varphi'_k; \\ 0, & 2\pi - \varphi'_k \leq x \leq 2\pi, \end{cases} \quad (2.42)$$

x – змінна переміщення ножа s , що залежить від кута повороту кривошипа φ .

Відповідно до умов (2.42) запишемо

$$\begin{aligned}
 b_n &= -\frac{\varepsilon f_{H^Z}}{l_{ак} \pi} \left(\int_{\varphi_n}^{\pi - \varphi'_k} (-\sin nx) dx + \int_{\pi + \varphi'_n}^{2\pi - \varphi'_k} \sin nx dx \right) = \\
 &= -\frac{\varepsilon f_{H^Z}}{l_{ак} \pi n} \left[\cos nx \Big|_{x=\varphi_n}^{x=\pi - \varphi'_k} - \cos nx \Big|_{x=\pi + \varphi'_n}^{x=2\pi - \varphi'_k} \right] = \\
 &= -\frac{\varepsilon f_{H^Z}}{l_{ак} \pi n} \left[\cos n(\pi - \varphi'_k) - \cos n\varphi_n - \cos n(2\pi - \varphi'_k) + \cos n(\pi + \varphi'_n) \right].
 \end{aligned} \tag{2.43}$$

Тоді ряд Фур'є для сили зрізування буде визначатися

$$P_{зр}(x) = -\frac{\varepsilon f_{H^Z}}{l_{ак} \pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} \left[\cos n(\pi - \varphi'_k) - \cos n\varphi_n - \cos n(2\pi - \varphi'_k) + \cos n(\pi + \varphi'_n) \right] \sin nx. \tag{2.44}$$

Умовно прийнявши силу зрізування за одиницю покажемо графічно характер її зміни протягом кута 2π обертів кривошипа, рис. 2.14.

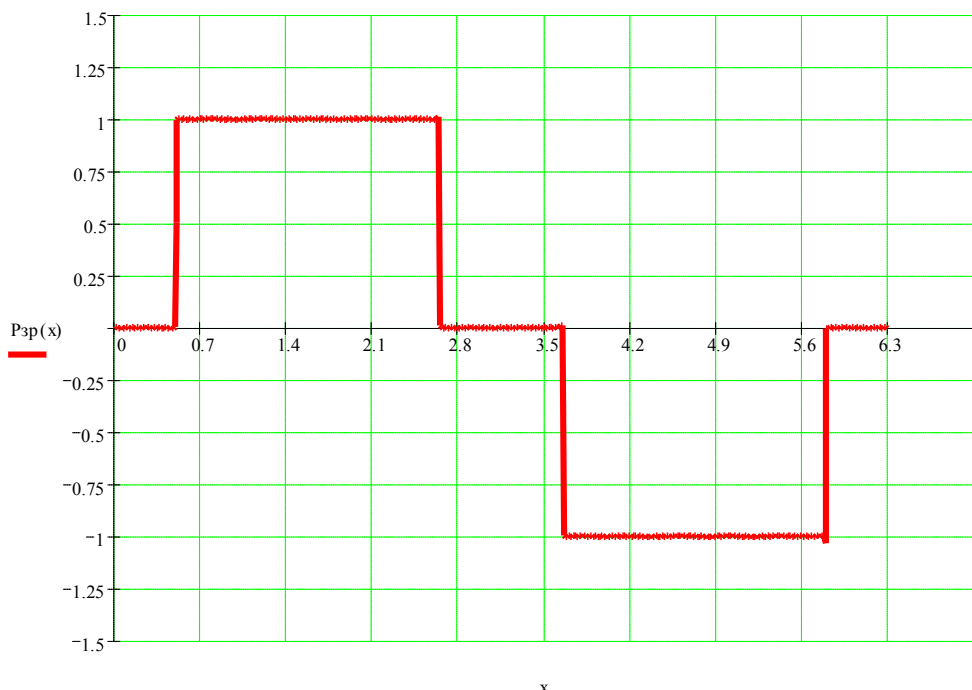


Рис. 2.14. Схематичне зображення одиничної сили зрізування протягом кута 2π обертів кривошипа

Наступною складовою опору для привода різального апарата є сила тертя. Величина сили тертя F складається з сили тертя F' від сили ваги ножа і сили тертя F'' від дії шатуна [26]

$$F = F' + F'' . \quad (2.45)$$

Сила тертя від сили ваги ножа

$$F' = fG_n , \quad (2.46)$$

де G_n – сила ваги ножа (Н), яка визначається

$$G_n = m_3 g , \quad (2.47)$$

тут g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

f – коефіцієнт тертя, рівний 0,25...0,3.

Сила тертя від дії шатуна залежить від нормальної сили N_0 і коефіцієнта тертя f , рис. 2.15.

$$F'' = fN_0 . \quad (2.48)$$

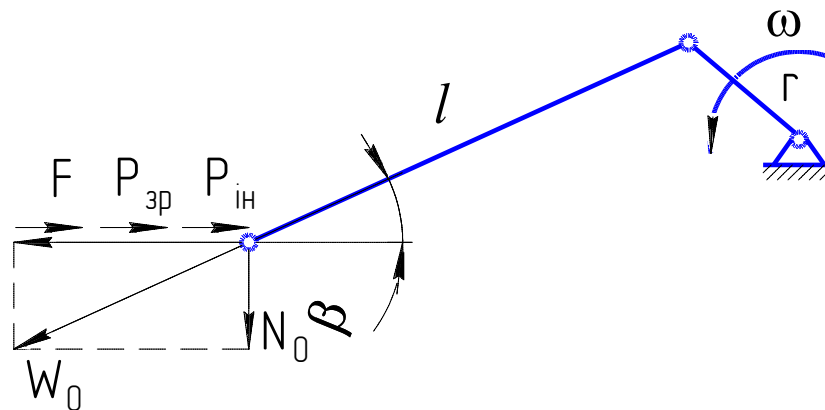


Рис. 2.15. Розрахункова схема до визначення сили тертя в механізмі

Нормальна сила N_0 визначається

$$N_0 = (P_{zp} + P_{in} + F) \operatorname{tg} \beta . \quad (2.49)$$

В розгорнутому вигляді

$$N_0 = (P_{zp} + P_{in} + F' + F'') \operatorname{tg} \beta = (P_{zp} + P_{in} + fG_n + fN_0) \operatorname{tg} \beta .$$

Звідси

$$N_0 = \frac{(P_{zp} + P_{in} + fG_n) \operatorname{tg} \beta}{1 - f \operatorname{tg} \beta} . \quad (2.50)$$

Тоді сила тертя від дії шатуна

$$F'' = f \frac{(P_{zp} + P_{in} + fG_n) \operatorname{tg} \beta}{1 - f \operatorname{tg} \beta} . \quad (2.51)$$

Загальний вираз для визначення сили тертя, яка виникає при роботі різального апарата

$$F = f \frac{(P_{zp} + P_{in} + fG_n) \operatorname{tg} \beta}{1 - f \operatorname{tg} \beta} + fG_n . \quad (2.52)$$

Аналізуючи вираз (2.52), видно, що сила тертя залежить від кута повороту кривошипа та є неперервною.

Кут β визначатимемо з рис. 2.16 за виразом

$$\sin \beta = \frac{r}{l} \left(\sin \varphi + \frac{h}{r} \right) . \quad (2.53)$$

Звідки β

$$\beta = \arcsin\left(\frac{r \sin \varphi + h}{l}\right). \quad (2.54)$$

Аналізуючи вираз (2.52), можна помітити, що він в повній мірі відображає тільки скалярну величину існуючої сили тертя. Врахувати напрямок сили тертя при здійсненні кривошипом повного оберту, тобто ножем два ходи, тут не представляється можливим. Оскільки за таких умов, наприклад при повороті кривошипа приблизно $\frac{\pi}{2}$, напрямок сили тертя співпадає з напрямком руху ножа, що є абсолютно неможливим. Це відбувається за рахунок того, що свій напрямок змінює сила інерції ножа, яка має порівняно суттєве значення для утворення нормальної складової сили тертя N_0 . Але ж насправді в цьому півперіоді сила тертя виникає між сегментами та притискними пластинами, а не між спинкою ножа та пальцевим брусом. Напрямок сили тертя залишається проти ходу ножа.

Тому для адекватного відображення сили тертя необхідно вираз (2.52) модифікувати наступним чином.

Виражаючи хід ножа через s , сила тертя матиме додатній знак при прямому ході та від'ємний при зворотному, тобто завжди протилежний до напрямку ходу ножа.

$$F = \begin{cases} \left| f \frac{(P_{zp} + P_{in} + fG_n)tg\beta}{1 - ftg\beta} + fG_n \right|, & \text{якщо } 0 \leq x \leq s; \\ - \left| f \frac{(P_{zp} + P_{in} + fG_n)tg\beta}{1 - ftg\beta} + fG_n \right|, & \text{якщо } s \leq x \leq 2s. \end{cases} \quad (2.55)$$

Або ж вираз (2.55) переписати для кута повороту кривошипа, враховуючи його положення, яке забезпечуватиме повний хід s або $2s$. Для випадку, коли дезаксіал $h = 0$, то будемо мати наступний вираз

$$F = \begin{cases} \left| f \frac{(P_{зр} + P_{ін} + fG_n) \operatorname{tg} \beta}{1 - f \operatorname{tg} \beta} + fG_n \right|, & \text{якщо } 0 \leq x \leq \pi; \\ - \left| f \frac{(P_{зр} + P_{ін} + fG_n) \operatorname{tg} \beta}{1 - f \operatorname{tg} \beta} + fG_n \right|, & \text{якщо } \pi \leq x \leq 2\pi. \end{cases} \quad (2.55 \text{ а})$$

Якщо ж $h \neq 0$, то в механізмі відбувається певної величини зміщення положення ножа в крайніх точках при знаходженні кривошипа в початковому положенні $\varphi = 0$ або в положенні $\varphi = \pi$. Цей момент потрібно враховувати при встановленні меж у виразі (2.55 а).

Таким чином було встановлено три складових навантаження на привод різального апарата при виконанні процесу зрізування. Отримані вирази навантаження приведені до залежностей від кута повороту кривошипа, є неперервними, що дозволяє проводити їх аналіз в будь-якому положенні кривошипа чи ножа косарки.

Представимо у вигляді графіків (рис. 2.16) окремо навантаження від опору зрізування ($P_{зр}$), сили інерції ножа ($P_{ін}$), сили тертя (F) та суму цих опорів (P) як фактичний опір, який існує в різальному апараті.

Навантаження прораховані для наступних умов:

швидкість поступального руху машини – 2,2 м/с;

питома робота, що витрачається на зрізування рослин з одиниці площі –

$$200 \frac{H \cdot m}{m^2};$$

частота обертання кривошипа – 700 об/хв;

кількість сегментів ножа – 18.

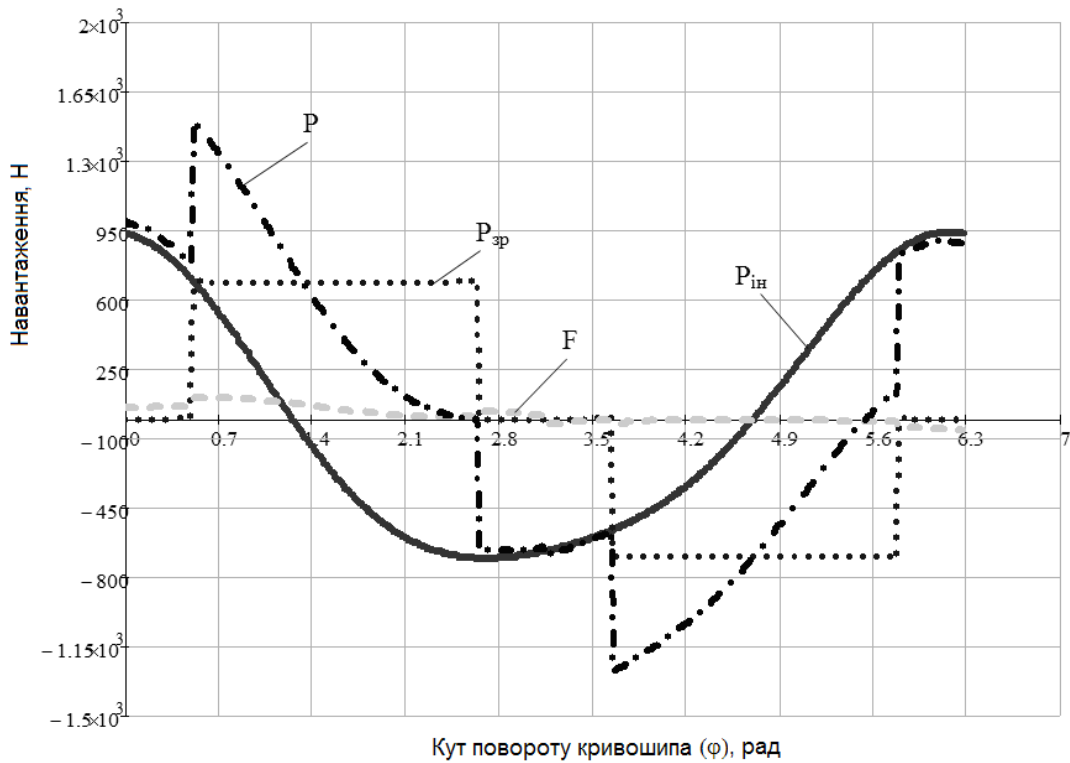


Рис. 2.16. Графіки навантаження різального апарата

Аналізуючи характер зміни сумарного навантаження, видно що домінуючим є навантаження від сили інерції. Тут доцільно частину цієї сили спрямувати на подолання сил зрізування та тертя, а її надлишок акумулювати у вигляді запасу потенціальної енергії деформації пружного елемента.

2.3. Математична модель роботи енергозберігаючого приводного механізму косарки сегментно-пальцевої

Проведемо аналіз конструкції регульованого пружинного пристрою (РПП). В основу такого пристрою поставлено завдання зменшити інерційні знакозмінні сили в з'єднувальному шарнірі при зворотно-поступальному русі спинки ножа з сегментами і тим самим згладити пікові значення приводного моменту (потужності) різального апарата в цілому, а також це дозволить підвищити надійність та ресурс роботи ланок та кінематичних пар механізму.

Приводний механізм косарки [75] (додаток А) складається з привода 1 (рис. 2.17 а і б) від вала відбору потужності трактора (на кресленні не показаний) підведеного до кривошипно-шатунного механізму 2, який через

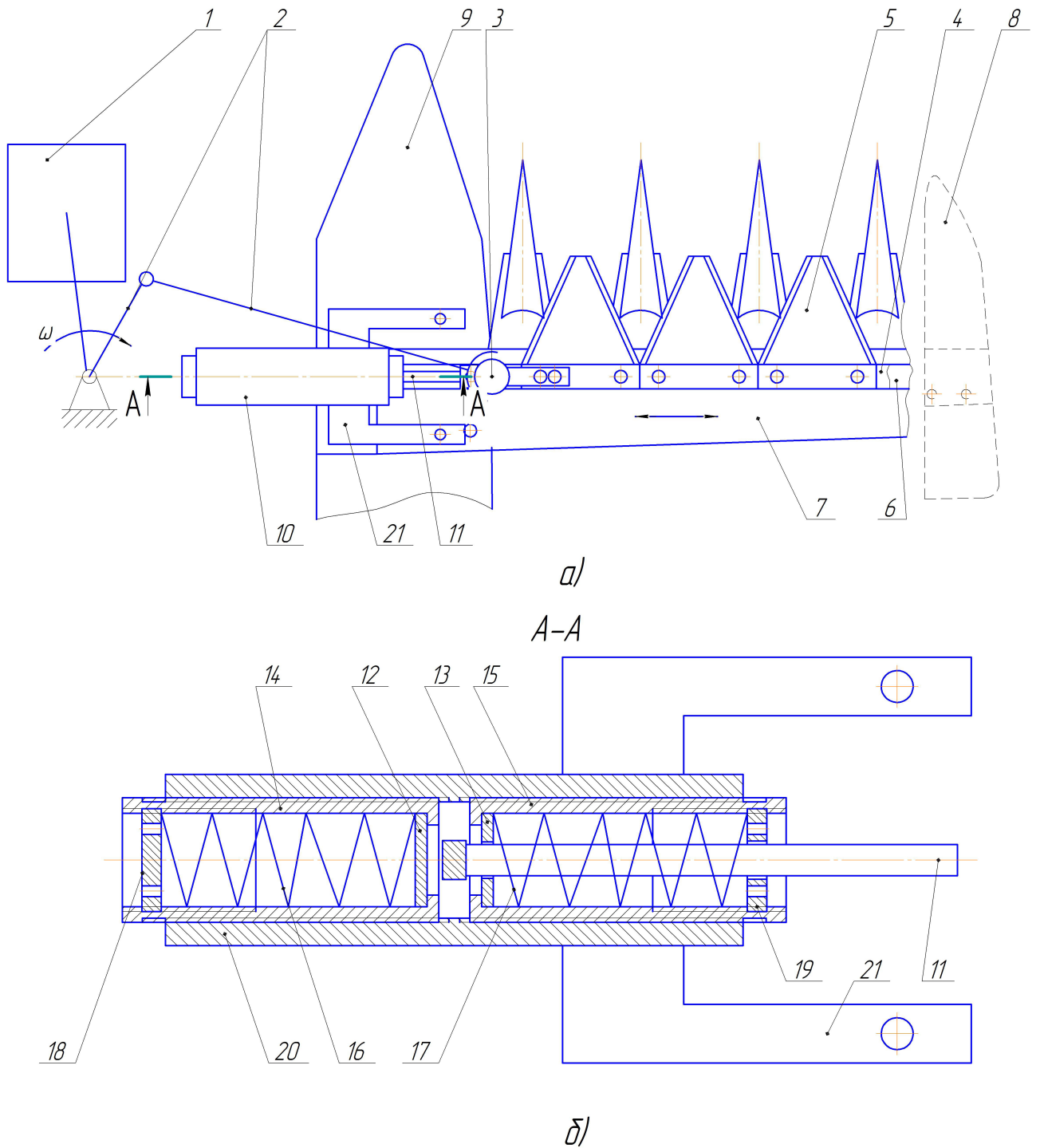


Рис. 2.17. Приводний механізм косарки з регульованим пружинним пристроєм

з'єднувальний шарнір 3 приєднано до спинки ножа 4 з сегментами 5. Спинка ножа 4 розміщена в пазах 6 пальцевого бруса 7, який обпертий на зовнішній 8 та внутрішній 9 башмаки. Приводний механізм косарки обладнано регульованим пружинним пристроєм (РПП) 10, який виконано у вигляді штока 11 приєднаного до краю спинки ножа 4 зі сторони кріплення з'єднувального шарніра 3. Шток 11 має можливість взаємодії з шайбами 12, 13, що розміщені у втулках 14, 15. Шайби 12, 13 у своєму переміщенні обмежені пружними елементами 16, 17, що зафіксовані спеціальними гайками 18, 19, які вкручені у втулки 14, 15. В свою чергу, втулки 14, 15 своєю зовнішньою різьбовою частиною мають можливість переміщення різьбовим з'єднанням в корпусі 20, який з допомогою кріпильних елементів 21 встановлено у внутрішньому башмаку 9 приводного механізму косарки.

Приводний механізм косарки працює наступним чином. Крутний момент приводом 1 від вала відбору потужності трактора передається до кривошипно-шатунного механізму 2, що перетворює обертовий рух у зворотно-поступальний, і через з'єднувальний шарнір 3 змушує спинку ножа 4 з сегментами 5 рухатися так само зворотно-поступальним рухом в пазах 6 пальцевого бруса 7. Оскільки спинка ножа 4 з сегментами 5 має певну масу, то при наданні цій масі швидкості виникає кінетична енергія, яка спрямована за напрямком даної швидкості, а в момент різкої зміни напрямку руху породжує інерційну силу, що має напрямок протилежний до напрямку швидкості. Це означає, що спинка ножа 4 з сегментами 5 набуває максимальної інерційної сили в момент її переходу через крайні «мертві» точки, коли напрямок ходу спинки ножа 4 змінюється на протилежний. І в той момент спостерігається максимальне навантаження на з'єднувальний шарнір 3, що надає зворотно-поступального руху спинці ножа 4 з сегментами 5. Причому, дане навантаження є також знакозмінним, оскільки спинка ножа 4 за один оберт кривошипно-шатунного механізму 2 перебуває в двох «мертвих» точках – в лівому і правому крайніх положеннях, з яких її потрібно виводити. В більш ширшому значенні – це зайве витрачання потужності привода косарки на

подолання виникаючих сил інерції, причому, дана складова в сумарній потужності, що затрачається на привод є найбільшою. Тому, приєднавши до країв спинки ножа 4 шток 11 регульованого пружинного пристрою 10, який в залежності від напрямку руху, по чергово контактує з шайбами 12 або 13, а ті при переміщенні деформують пружні елементи 16, 17, що сприймають кінетичну енергію рухомої маси, перетворюючи її в потенціальну енергію деформації. Накопичення енергії проходить до моменту зміни напрямку руху спинки ножа 4. Коли остання проходить через «мертву» точку, то напрямок руху спинки ножа 4 і потенціальної енергії деформації співпадають і тут відбувається, так звана, «віддача» цієї енергії назад в систему. Тобто йде зворотне перетворення – потенціальної енергії в кінетичну. І так при кожному напівоберті кривошипно-шатунного механізму 2. В цілому, в кінці ходу спинки ножа 4 шток 11 діє на пружні елементи 16, 17, які виконують роль пружних гальм, поглинаючи кінетичну енергію рухомої маси. Дані елементи 16, 17 «заряджаються» і «віддають» накопичену енергію, коли спинка ножа 4 змінює напрямок свого руху. Відстань між штоком 11 і шайбами 12, 13, тобто це відстань до пружних елементів 16, 17 регулюється вкручуванням чи викручуванням втулок 14, 15 їх зовнішньою різьбовою частиною в корпусі 20 РПП 10, який закріплений з допомогою кріпильних елементів 21 у внутрішньому башмаку 9. Крім того, силу пружності пружних елементів 16, 17 можна відрегулювати вкручуванням чи викручуванням спеціальних гайок 18, 19 у внутрішній різьбовій частині втулок 14, 15, встановлюючи необхідну умовну жорсткість пружних елементів 16, 17. Отже, встановлення зазору між штоком 11 та пружними елементами 16, 17 буде регламентувати момент початку їх спрацювання. Це означає, що така конструкція приводного механізму косарки із вказаними елементами буде здатною використовувати накопичену кінетичну енергію рухомих мас на подолання виробничих опорів і сил тертя, а її надлишок буде акумулюватися пружними елементами 16, 17. Крім того, в залежності від технологічних швидкостей зрізування буде залежати величина накопиченої, а відповідно і надлишкової кінетичної енергії

рухомих мас. Це викличе необхідність зміни сили пружності пружних елементів 16, 17, яку можна буде забезпечити вкручуванням чи викручуванням спеціальних гайок 18, 19 у втулках 14, 15. Завдяки цьому проходитиме стискування чи послаблення пружних елементів 16, 17. Вказані технологічні налаштування виступають як регульовані параметри для здійснення зрівноваження описаних рухомих мас приводного механізму косарки з метою її мінімального енергоспоживання на привод.

Таким чином, запропонована конструкція приводного механізму косарки дозволить зменшити інерційні знакозмінні сили в з'єднувальному шарнірі при зворотно-поступальному русі спинки ножа з сегментами і тим самим згладити пікові значення моменту привода (потужності привода) різального апарата в цілому, а також це забезпечить підвищення надійності та ресурсу роботи ланок та кінематичних пар привода.

Для забезпечення ефективної роботи такого пристрою необхідно аналітично побудувати його роботу та дослідити процеси, які там протікають. Розробимо математичну модель роботи енергозберігаючого приводного механізму косарки сегментно-пальцевої [78].

Представимо наш енергозберігаючий приводний механізм косарки сегментно-пальцевої у вигляді наступної розрахункової схеми, рис. 2.18.

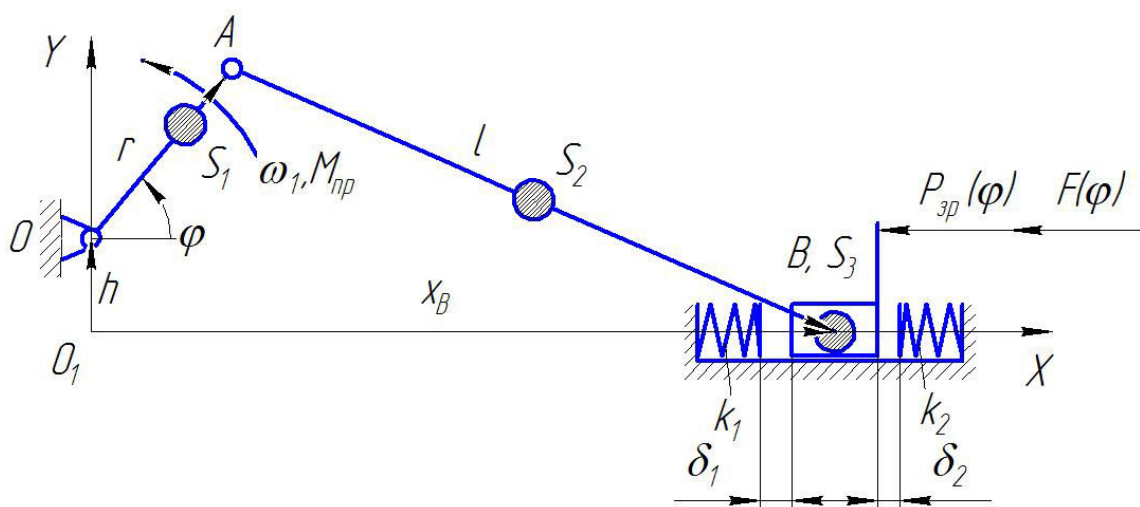


Рис. 2.18. Розрахункова схема енергозберігаючого приводного механізму косарки

Запишемо рівняння Лагранжа другого роду для моделювання роботи приводного механізму [64, 79, 80]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = Q, \quad (2.56)$$

де T – кінетична енергія системи;

Π – потенціальна енергія системи;

Q – узагальнена сила (момент);

t – час;

φ – узагальнена координата;

$\dot{\varphi}$ – узагальнена швидкість.

Кінетична енергія даної системи визначається виразом (2.10)

$$T = \sum_{i=1}^n T_i = \sum_{i=1}^n \left(m_i \frac{\mathfrak{g}_{S_i}^2}{2} + J_{S_i} \frac{\omega_i^2}{2} \right).$$

В розгорнутому вигляді кінетична енергія приводного механізму матиме вигляд

$$T = T_1 + T_2 + T_3, \quad (2.57)$$

де T_1 – кінетична енергія кривошипа,

$$T_1 = \frac{(0.175m_1l_{OA}^2 + m_1l_{OS_1}^2)\omega_1^2}{2}; \quad (2.58)$$

T_2 – кінетична енергія шатуна,

$$T_2 = \frac{J_{S_2} \omega_2^2}{2} + \frac{m_2 \vartheta_{S_2}^2}{2}, \quad (2.59)$$

тут $J_{S_2} = \frac{m_2 l_{AB}^2}{12}$ – момент інерції шатуна;

ω_2 – кутова швидкість шатуна (2.19),

$$\omega_2 = -\frac{\omega_1 r \cos \varphi}{l_1 \cos \varphi_1},$$

$$\varphi_1 = \arcsin\left(-\frac{h + r \sin \varphi}{l}\right);$$

ϑ_{S_2} – швидкість центру мас шатуна (2.25),

$$\vartheta_{S_2} = \sqrt{\vartheta_{S_2X}^2 + \vartheta_{S_2Y}^2},$$

$\vartheta_{S_2X}, \vartheta_{S_2Y}$ – складові швидкостей визначаються за (2.22);

T_3 – кінетична енергія ножа,

$$T_3 = \frac{m_3 \vartheta_{S_3}^2}{2}, \quad (2.60)$$

ϑ_{S_3} – швидкість ножа визначається виразом (2.20),

$$\vartheta_B = \vartheta_{S_3} = -\omega_1 r \frac{\sin(\varphi - \varphi_1)}{\cos \varphi_1}.$$

Відомо, що кінетична енергія механізму залежить від величини

приведеного моменту інерції всього механізму $J_{S_{np}}(\varphi)$.

З цією метою можна записати наступні співвідношення [41]:

$$T = J_{S_{np}}(\varphi) \frac{\dot{\varphi}^2}{2}, \quad (2.61)$$

де $\dot{\varphi}$ – кутова швидкість кривошипа, що є похідною кута його повороту φ за часом t , тобто

$$\dot{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt}. \quad (2.62)$$

Тоді частинна похідна кінетичної енергії по кутовій швидкості кривошипа в загальному вигляді буде становити

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = J_{S_{np}}(\varphi) \dot{\varphi}. \quad (2.63)$$

Частинна похідна кінетичної енергії по узагальненій координаті

$$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = \frac{\partial J_{S_{np}}(\varphi)}{\partial \varphi} \frac{\dot{\varphi}^2}{2}. \quad (2.64)$$

Тоді повна похідна за часом від частинної похідної за кутовою швидкістю буде становити

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = J_{S_{np}}(\varphi) \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\partial J_{S_{np}}(\varphi)}{\partial \varphi} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial t} \dot{\varphi} = J_{S_{np}}(\varphi) \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{\partial J_{S_{np}}(\varphi)}{\partial \varphi} \dot{\varphi}^2. \quad (2.65)$$

Таким чином, на цьому етапі віднайдені всі складові, що відносяться до кінетичної енергії розглядуваного механізму.

Перейдемо до визначення потенціальної енергії механізму.

З аналізу графіків навантаження (рис. 2.16) видно, що надлишок сили інерції залежить від сили зрізування та сили тертя, які між собою взаємопов'язані і залежать від культури, яка зрізається, швидкості руху машини і т.д. Отже, значення сили інерції, яку повинен акумулювати пружний елемент для різних умов роботи є відмінною. Виходячи з цього, пружний елемент повинен мати регульовані параметри. До них належатиме можливість зміни зазору – часу початку взаємодії спинки ножа з пружним елементом та жорсткість самого пружного елемента. За розробленими рекомендаціями перед початком роботи на конкретній площі механізатор встановлюватиме необхідні параметри приводного механізму для найефективнішої його роботи.

В якості пружних елементів виберемо пружини з лінійними характеристиками як такими, що найбільш відповідають для роботи з накопичення потенціальної енергії від надлишку кінетичної енергії ножа і кривошипно-шатунного механізму.

Проведемо моделювання роботи вказаних елементів, рис. 2.19 [78]. Тут слід зауважити, що винесений знак «мінус» в умовах (2.66) та у виразах коефіцієнтів розкладу у ряд Фур'є (2.68)–(2.73) позначає напрямок обертання кривошипа. В даному випадку кривошип обертається проти стрілки годинника, відповідно до розрахункової схеми, рис. 2.18.

$$F_c(x) = - \begin{cases} k_1(s_1 - x), & 0 \leq x \leq s_1; \\ k_2(s_2 - x), & s_2 \leq x \leq s; \\ k_2(x - s_3), & s \leq x \leq s_3; \\ k_1(x - s_4), & s_4 \leq x \leq 2s, \end{cases} \quad (2.66)$$

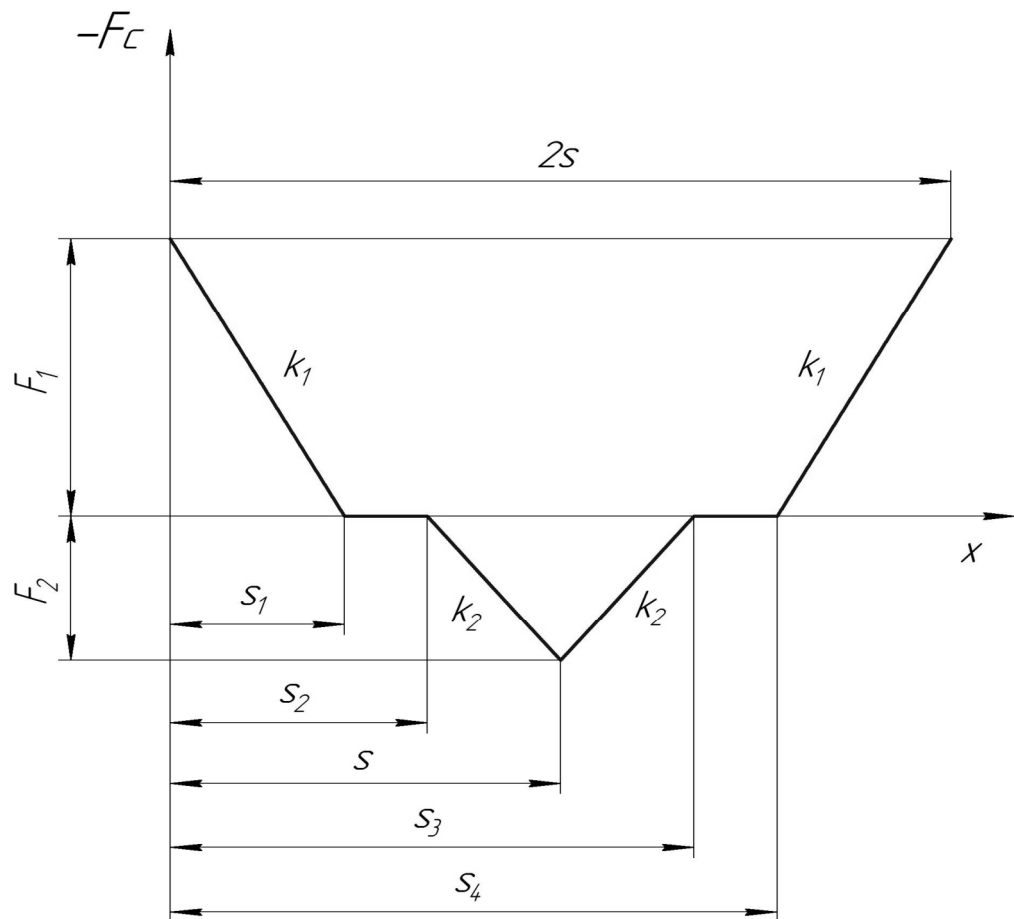


Рис. 2.19. Умовна робота пружних елементів

В умовах (2.66) маємо:

де k_1, k_2 – коефіцієнти жорсткості пружин, Н/м;

s_1, s_3 – переміщення ножа, що відповідають закінченню дії пружних елементів (м) при кутах повороту кривошипа θ_1, θ_3 , рад;

s_2, s_4 – переміщення ножа, що відповідають положенню початку дії пружних елементів (м) при кутах повороту кривошипа θ_2, θ_4 , рад;

s – переміщення ножа при прямому його ході (кінець робочого ходу) (м), що відповідає куту повороту кривошипа φ_s , рад;

$2s$ – переміщення ножа при зворотному ході (м), що відповідає куту повороту кривошипа φ_{2s} , рад.

Вказані переміщення ножа s є функціями кута повороту кривошипа φ .

Кути φ_s і φ_{2s} для аксіального кривошипно-шатунного механізму

дорівнюють, відповідно π та 2π .

Для того щоб отримана періодична функція (2.66) була неперервною та диференційованою на всьому проміжку, розкладемо її в ряд Фур'є [72, 73].

$$F_c(x) \approx \frac{a_{c0}}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} (a_{cn} \cos nx + b_{cn} \sin nx), \quad (2.67)$$

де a_{cn} , b_{cn} – коефіцієнти ряду Фур'є (2.67)

Дані коефіцієнти визначаються виразами:

$$a_{c0} = \frac{-1}{\varphi_S} \int_0^{\theta_1} k_1 \cdot (\theta_1 - x) dx + \int_{\theta_2}^{\varphi_S} k_2 \cdot (\theta_2 - x) dx + \int_{\varphi_S}^{\theta_3} k_2 \cdot (x - \theta_3) dx + \int_{\theta_4}^{\varphi_{2S}} k_1 \cdot (x - \theta_4) dx, \quad (2.68)$$

$$a_{cn} = \frac{-1}{\varphi_S} \int_0^{\theta_1} k_1 \cdot (\theta_1 - x) \cdot \cos(n \cdot x) dx + \int_{\theta_2}^{\varphi_S} k_2 \cdot (\theta_2 - x) \cdot \cos(n \cdot x) dx + \int_{\varphi_S}^{\theta_3} k_2 \cdot (x - \theta_3) \cdot \cos(n \cdot x) dx + \int_{\theta_4}^{\varphi_{2S}} k_1 \cdot (x - \theta_4) \cdot \cos(n \cdot x) dx, \quad (2.69)$$

$$(n = 1, 2, \dots);$$

$$b_{cn} = \frac{-1}{\varphi_S} \int_0^{\theta_1} k_1 \cdot (\theta_1 - x) \cdot \sin(n \cdot x) dx + \int_{\theta_2}^{\varphi_S} k_2 \cdot (\theta_2 - x) \cdot \sin(n \cdot x) dx + \int_{\varphi_S}^{\theta_3} k_2 \cdot (x - \theta_3) \cdot \sin(n \cdot x) dx + \int_{\theta_4}^{\varphi_{2S}} k_1 \cdot (x - \theta_4) \cdot \sin(n \cdot x) dx, \quad (2.70)$$

$$(n = 1, 2, \dots).$$

Після підстановки меж інтегрування та перетворень отримаємо

коефіцієнти ряду Фур'є в наступному вигляді:

$$a_{c0} = \frac{-1}{\varphi_s} \cdot \left(\frac{1}{2} \theta_1^2 \cdot k_1 + k_2 \cdot \theta_2 \varphi_s - k_2 \cdot \varphi_s^2 - \frac{1}{2} \theta_2^2 \cdot k_2 - \frac{1}{2} \theta_3^2 \cdot k_2 + \right. \\ \left. + k_2 \cdot \theta_3 \cdot \varphi_s + \frac{1}{2} \cdot k_1 \cdot \varphi_{2s}^2 - k_1 \cdot \theta_4 \cdot \varphi_{2s} + \frac{1}{2} \theta_4^2 \cdot k_1 \right); \quad (2.71)$$

$$a_{cn} = \frac{-1}{\varphi_s} \cdot \left(\frac{-\cos(\theta_1 \cdot n) \cdot k_1 + k_1 + k_2 \cdot \theta_2 \cdot \sin(\varphi_s \cdot n) \cdot n - 2 \cdot k_2 \cdot \cos(\varphi_s \cdot n) - \dots}{n^2} \dots \right. \\ \frac{-2 \cdot k_2 \cdot \varphi_s \cdot n \cdot \sin(\varphi_s \cdot n) + \cos(\theta_2 \cdot n) \cdot k_2 + \cos(\theta_3 \cdot n) \cdot k_2 + \dots}{n^2} \dots \\ \left. \frac{+ k_2 \cdot \theta_3 \cdot \sin(\varphi_s \cdot n) \cdot n + k_1 \cdot \cos(\varphi_{2s} \cdot n) + k_1 \cdot \varphi_{2s} \cdot n \cdot \sin(\varphi_{2s} \cdot n) - \dots}{n^2} \dots \right. \\ \left. \frac{-k_1 \cdot \theta_4 \cdot \sin(\varphi_{2s} \cdot n) \cdot n - \cos(\theta_4 \cdot n) \cdot k_1}{n^2} \right); \quad (2.72)$$

$$b_{cn} = \frac{-1}{\varphi_s} \cdot \left(\frac{-\sin(\theta_1 \cdot n) \cdot k_1 + \theta_1 \cdot k_1 \cdot n - k_2 \cdot \theta_2 \cdot \cos(\varphi_s \cdot n) \cdot n - 2 \cdot k_2 \cdot \sin(\varphi_s \cdot n) + \dots}{n^2} \dots \right. \\ \frac{+ 2 \cdot k_2 \cdot \varphi_s \cdot n \cdot \cos(\varphi_s \cdot n) + \sin(\theta_2 \cdot n) \cdot k_2 + \sin(\theta_3 \cdot n) \cdot k_2 - \dots}{n^2} \dots \\ \left. \frac{-k_2 \cdot \theta_3 \cdot \cos(\varphi_s \cdot n) \cdot n - k_1 \cdot \sin(\varphi_{2s} \cdot n) + k_1 \cdot \varphi_{2s} \cdot n \cdot \cos(\varphi_{2s} \cdot n) + \dots}{n^2} \dots \right. \\ \left. \frac{+ k_1 \cdot \theta_4 \cdot \cos(\varphi_{2s} \cdot n) \cdot n - \sin(\theta_4 \cdot n) \cdot k_1}{n^2} \right). \quad (2.73)$$

Отримані значення коефіцієнтів підставляємо в ряд Фур'є (2.67), графічна інтерпретація отриманої функції показана на рис. 2.19. Тут слід зауважити,

якщо графік функції (2.66) має бути симетричним, коефіцієнти $b_{cn} = 0$ і розклад функції в ряд Фур'є можна вести тільки за косинусами.

Оскільки при роботі приводного механізму косарки навантаження, що виникають при прямому та зворотному ходах ножа є несиметричними, то є необхідність пружні елементи встановлювати також несиметрично та з можливими різними зазорами (δ_1, δ_2) з однієї чи другої сторони. В нашому енергозберігаючому приводному механізмі використовується два пружних елементи з жорсткостями k_1 і k_2 . Ці жорсткості можуть бути як однаковими так і різними. Створювана математична модель такого апарата дозволяє це враховувати, оскільки пропонується методика може бути адаптованою до інших типів різальних апаратів.

Тому, потенціальна енергія, яка існує в механізмі буде представлена як сума потенціальних енергій пружних елементів на відповідних проміжках їх дії [79–82]

$$\Pi = \Pi_1 + \Pi_2, \quad (2.74)$$

тут Π_1 – потенціальна енергія деформації першого пружного елемента з жорсткістю k_1 ;

Π_2 – потенціальна енергія деформації другого пружного елемента з жорсткістю k_2 .

Виходячи з цього, потенціальна енергія системи буде становити

$$\Pi = \frac{k_1(X_1(x))^2}{2} + \frac{k_2(X_2(x))^2}{2}, \quad (2.75)$$

де $X_1(x)$, $X_2(x)$ – функції переміщення першого і другого пружних елементів відповідно до умов (2.66);

x або $x(\varphi)$ – узагальнена координата, яка виражає кут повороту кривошипа φ чи переміщення ножа $s(\varphi)$.

Функції переміщення $X_1(x)$, $X_2(x)$ запишемо наступним чином.

$$X_1(x) = \frac{a_{10}}{2} + \sum_n (a_{1n} \cdot \cos(n \cdot x) + b_{1n} \cdot \sin(n \cdot x)), \quad (2.76)$$

де

$$a_{10} = \frac{-1}{\varphi_s} \left(\int_0^{\theta_1} (\theta_1 - x) dx + \int_{\theta_4}^{\varphi_{2s}} (x - \theta_4) dx \right),$$

$$a_{1n} = \frac{-1}{\varphi_s} \left(\int_0^{\theta_1} (\theta_1 - x) \cdot \cos(n \cdot x) dx + \int_{\theta_4}^{\varphi_{2s}} (x - \theta_4) \cdot \cos(n \cdot x) dx \right),$$

$$b_{1n} = \frac{-1}{\varphi_s} \left(\int_0^{\theta_1} (\theta_1 - x) \cdot \sin(n \cdot x) dx + \int_{\theta_4}^{\varphi_{2s}} (x - \theta_4) \cdot \sin(n \cdot x) dx \right).$$

Підставивши межі інтегрування та спростивши матимемо:

$$a_{10} = \frac{-1}{\varphi_s} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot \theta_1^2 + \frac{1}{2} \cdot \varphi_{2s}^2 - \theta_4 \cdot \varphi_{2s} + \frac{1}{2} \cdot \theta_4^2 \right); \quad (2.77)$$

$$a_{1n} = \frac{-1}{\varphi_s} \left(\frac{-\cos(\theta_1 n) + 1 + \cos(\varphi_{2s} n) + \varphi_{2s} n \sin(\varphi_{2s} n) - \theta_4 \sin(\varphi_{2s} n) n - \cos(\theta_4 n)}{n^2} \right); \quad (2.78)$$

$$b_{1n} = \frac{-1}{\varphi_s} \left[\frac{-(\sin(\theta_1 n) - \theta_1 - \sin(\varphi_{2s} n) + \varphi_{2s} n \cos(\varphi_{2s} n) - \theta_4 \cos(\varphi_{2s} n) n + \sin(\theta_4 n))}{n^2} \right]. \quad (2.79)$$

Для функції $X_2(x)$:

$$X_2(x) = \frac{a_{20}}{2} + \sum_n (a_{2n} \cos(nx) + b_{2n} \sin(nx)), \quad (2.80)$$

тут

$$a_{20} = \frac{-1}{\varphi_s} \left(\int_{\theta_2}^{\varphi_s} (\theta_2 - x) dx + \int_{\varphi_s}^{\theta_3} (x - \theta_3) dx \right);$$

$$a_{2n} = \frac{-1}{\varphi_s} \left(\int_{\theta_2}^{\varphi_s} (\theta_2 - x) \cdot \cos(n \cdot x) dx + \int_{\varphi_s}^{\theta_3} (x - \theta_3) \cdot \cos(n \cdot x) dx \right);$$

$$b_{2n} = \frac{-1}{\varphi_s} \left(\int_{\theta_2}^{\varphi_s} (\theta_2 - x) \cdot \sin(n \cdot x) dx + \int_{\varphi_s}^{\theta_3} (x - \theta_3) \cdot \sin(n \cdot x) dx \right).$$

Підставивши межі інтегрування та спростивши, отримаємо:

$$a_{20} = \frac{-1}{\varphi_s} \cdot \left(\theta_2 \cdot \varphi_s - \varphi_s^2 - \frac{1}{2} \cdot \theta_2^2 - \frac{1}{2} \cdot \theta_3^2 + \theta_3 \cdot \varphi_s \right); \quad (2.81)$$

$$a_{2n} = \frac{-1}{\varphi_s} \frac{(\theta_2 \sin(\varphi_s n) n - 2 \cos(\varphi_s n) - 2 \varphi_s n \sin(\varphi_s n) + \cos(\theta_2 n) + \cos(\theta_3 n) + \theta_3 \sin(\varphi_s n) n)}{n^2}; \quad (2.82)$$

$$b_{2n} = \frac{-1}{\varphi_s} \left[\frac{-(\theta_2 \cos(\varphi_s n) n + 2 \sin(\varphi_s n) - 2 \varphi_s n \cos(\varphi_s n) - \sin(\theta_2 n) - \sin(\theta_3 n) + \theta_3 \cos(\varphi_s n) n)}{n^2} \right]. \quad (2.83)$$

Таким чином, представлені вирази дозволять виразити потенціальну енергію, що існує в приводному механізмі косарки.

Наступним етапом дослідження є визначення узагальненого моменту Q .

Вираз узагальненого моменту представимо наступним чином

$$Q = \frac{1}{\varphi} (P_{zp}(\varphi) \vartheta_{S_3} + F(\varphi) \vartheta_{S_3} - G_1 \vartheta_{S_1 Y} - G_2 \vartheta_{S_2 Y} - G_3 \vartheta_{S_3 Y} + M_{np}(\varphi)), \quad (2.84)$$

де ϑ_{S_3} – швидкість ножа (центра мас ножа) вздовж осі x , визначається виразом

(2.20) або (2.5);

ϑ_{S_2Y} – швидкість центра мас шатуна вздовж осі y , визначається виразом (2.22);

ϑ_{S_3Y} – швидкість центра мас ножа вздовж осі y , $\vartheta_{S_3Y} = 0$;

ϑ_{S_1Y} – швидкість центра мас шатуна вздовж осі y , визначається

$$\vartheta_{S_1Y} = \varphi l_{OS_1} \sin \varphi, \quad (2.85)$$

тут l_{OS_1} – відстань до центру мас S_1 .

Підставляємо отримані вирази в рівняння Лагранжа другого роду (2.56)

$$\begin{aligned} J_{S_{np}}(\varphi) \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{J'_{S_{np}}(\varphi)}{2} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + \Pi'(\varphi) = \\ = \frac{1}{\dot{\varphi}} \left(P_{zp}(\varphi) \vartheta_{S_3} + F(\varphi) \vartheta_{S_3} - G_1 \vartheta_{S_1Y} - G_2 \vartheta_{S_2Y} + M_{np} \varphi \right) \end{aligned} \quad (2.86)$$

Перепишемо рівняння (2.86) в наступному вигляді

$$\begin{aligned} J_{S_{np}}(\varphi) \frac{d^2\varphi}{dt^2} = - \frac{J'_{S_{np}}(\varphi)}{2} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 - \frac{\partial \left(\frac{k_1(X_1(x(\varphi)))^2}{2} + \frac{k_2(X_2(x(\varphi)))^2}{2} \right)}{\partial \varphi} + \\ + \frac{\vartheta_{S_3}}{\dot{\varphi}} \left(P_{zp}(\varphi) + F(\varphi) \right) - G_1 \frac{\vartheta_{S_1Y}}{\dot{\varphi}} - G_2 \frac{\vartheta_{S_2Y}}{\dot{\varphi}} + M_{np}. \end{aligned} \quad (2.87)$$

Отримане рівняння (2.87) є рівнянням руху змодельованого приводного механізму. Його аналіз показує, що невідомими залишаються параметри пружних елементів, які введені в систему.

На усталеному режимі при $\frac{d\varphi}{dt} = const$ будемо мати

$$\begin{aligned}
 J'_{S_{np}}(\varphi) = & -2J_{S_2} r^2 \frac{\cos(\varphi)}{l^2(H(\varphi))} \sin(\varphi) + 2J_{S_2} r^3 \frac{\cos(\varphi)^3}{l^4(H(\varphi))^2} (h + r \sin(\varphi)) + \\
 & + m_2 \frac{2 \left[-\vartheta_A \sin(\varphi) - \omega_1 r \frac{\cos(\varphi)}{l^2(H(\varphi))^{\frac{1}{2}}} l_{AS_2} (h + r \sin(\varphi)) \right]}{\omega_1^2} \times \\
 & \times \left[\frac{-\vartheta_A \cos(\varphi) + \omega_1 r \frac{\sin(\varphi)}{l^2(H(\varphi))^{\frac{1}{2}}} l_{AS_2} (h + r \sin(\varphi)) - \omega_1 r^2 \frac{\cos(\varphi)^2}{l^4(H(\varphi))^{\frac{3}{2}}} l_{AS_2} (h + r \sin(\varphi))^2}{\omega_1^2} \right] + \\
 & - \frac{\omega_1 r^2 \frac{\cos(\varphi)^2}{l^2(H(\varphi))^{\frac{1}{2}}} l_{AS_2}}{\omega_1^2} \\
 & + m_2 \frac{2 \left(\vartheta_A \cos(\varphi) - \omega_1 r \frac{\cos(\varphi)}{l} L_{AS_2} \right) \left(-\vartheta_A \sin(\varphi) + \omega_1 r \frac{\sin(\varphi)}{l} l_{AS_2} \right)}{\omega_1^2} + \\
 & + 2m_3 r^2 \frac{\sin(\varphi + \beta)}{H(\varphi)} \cos(\varphi + \beta) \times \\
 & \times \left[1 + r \frac{\cos(\varphi)}{l(H(\varphi))^{\frac{1}{2}}} \right] + 2m_3 r^3 \frac{\sin(\varphi + \beta)}{(H(\varphi))^2} \cdot \frac{h + r \sin(\varphi)}{l^2} \cos(\varphi), \\
 \text{де } H(\varphi) = & 1 - \frac{(h + r \sin(\varphi))^2}{l^2}.
 \end{aligned}$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = k_1 \left[\sum_n (a_{1n} \cos(A_n(\varphi)) - b_{1n} \sin(A_n(\varphi))) + \frac{1}{2} a_{10} \right] \times$$

$$\times \sum_n [-a_{1n} \sin(A_n(\varphi)) B_n(\varphi) - b_{1n} \cos(A_n(\varphi)) B_n(\varphi)] +$$

$$+ k_2 \left[\sum_n (a_{2n} \cos(A_n(\varphi)) - b_{2n} \sin(A_n(\varphi))) + \frac{1}{2} a_{20} \right] \times$$

$$\times \sum_n [-a_{2n} \sin(A_n(\varphi)) B_n(\varphi) - b_{2n} \cos(A_n(\varphi)) B_n(\varphi)]$$

$$\text{Тут } A_n(\varphi) = n\pi \frac{\left[(r+l)^2 - h^2 \right]^{\frac{1}{2}} - r \cos(\varphi) - l + \frac{1}{2} \frac{r^2}{l} \sin(\varphi)^2 + r \frac{h}{l} \sin(\varphi) + \frac{1}{2} \frac{h^2}{l}}{s};$$

$$B_n(\varphi) = n\pi \frac{r \sin(\varphi) + \frac{r^2}{l} \sin(\varphi) \cos(\varphi) + r \frac{h}{l} \cos(\varphi)}{s}$$

Таким чином є віднайденими всі складові, що входять в рівняння Лагранжа другого роду (2.56). Далі повинен слідувати процес дослідження (підбору) змінних параметрів системи для отримання максимально ефективної її роботи з позиції мінімального споживання енергії.

2.4. Дослідження енергоефективності роботи енергозберігаючого приводного механізму косарки

Як зазначено в меті роботи, що пріоритетним є мінімальне енергоспоживання косаркою з можливістю збільшення її продуктивності.

При передаванні крутного моменту від ВВП енергозасобу до кривошипного механізму косарки через карданну та ланцюгову передачі можна стверджувати, що на усталеному режимі роботи кутова швидкість привода є сталою ($\frac{d\varphi}{dt} = const$), оскільки привод обертається з постійною частотою, бо можливий момент з ВВП енергозасобу є на порядок вищим, ніж споживається косаркою в процесі скошування. Якщо так, то кутове прискорення ведучої ланки $\frac{d^2\varphi}{dt^2} = 0$, а тому рівняння руху (2.87) нашого механізму набуде вигляду

$$\begin{aligned}
 & -\frac{J'_{S_{np}}(\varphi)}{2} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 - \frac{\partial \left(\frac{k_1(X_1(x(\varphi)))^2}{2} + \frac{k_2(X_2(x(\varphi)))^2}{2} \right)}{\partial \varphi} + \\
 & + \frac{\mathfrak{G}_{S_3}}{\dot{\varphi}} (P_{zp}(\varphi) + F(\varphi)) - G_1 \frac{\mathfrak{G}_{S_1Y}}{\dot{\varphi}} - G_2 \frac{\mathfrak{G}_{S_2Y}}{\dot{\varphi}} + M_{np} = 0.
 \end{aligned} \tag{2.88}$$

В отриманий вираз входить момент привода M_{np} , який характеризуватиме потужність, що затрачається на привод при виконанні процесу скошування трав, тобто

$$N_{np} = M_{np} \omega_1. \tag{2.89}$$

Або в розгорнутому вигляді

$$N_{np} = \omega_1 \left(\begin{array}{l} \frac{J'_{S_{np}}(\varphi)}{2} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 + \frac{\partial \left(\frac{k_1(X_1(x(\varphi)))^2}{2} + \frac{k_2(X_2(x(\varphi)))^2}{2} \right)}{\partial \varphi} \\ - \frac{\mathfrak{G}_{S_3}}{\dot{\varphi}} (P_{zp}(\varphi) + F(\varphi)) + G_1 \frac{\mathfrak{G}_{S_1 Y}}{\dot{\varphi}} + G_2 \frac{\mathfrak{G}_{S_2 Y}}{\dot{\varphi}} \end{array} \right). \quad (2.90)$$

Отримана залежність є основним критерієм при дослідженні енергоефективності роботи приводного механізму косарки.

Далі, в практичній частині роботи, проведено порівняльний аналіз енергоспоживання типовим кривошипно-шатунним приводом косарки та приводом, що обладнаний РПП. Результатами розрахунків є суттєве зниження пікових значень моменту привода або з врахуванням постійної кутової швидкості – пікових значень потужності, що передається для привода різального апарата косарки.

Висновки до другого розділу

1. Для розглядуваного приводного механізму косарки отримано уточнені вирази основних кінематичних параметрів, які забезпечують високу точність досліджуваних величин. Обґрунтовано доцільність використання двох перших членів другого радикала правої частини виразу переміщення, що розкладений в ряд за формулою бінома Ньютона для від'ємних показників. Порівняння прискорень як других похідних за виразами переміщень, які наводяться в літературі за спрощеними формулами та за віднайденим виразом в роботі, наприклад для аксіального механізму, мають розбіжність 14,5% в місцях переходу ножа через ліву і праву мертві точки, коли сила інерції набуває

максимального значення.

2. При аналізі питомих значень кожної зі складових навантаження на різальний апарат встановлено, що при швидкості поступального руху машини 2,2 м/с, питомій роботі, яка витрачається на зрізування рослин з одиниці площі $200 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{м}^2$, частоті обертання кривошипа 700 об/хв та кількості сегментів ножа 18, відсоткове співвідношення максимальних значень названих величин наступне: від сили інерції – 54 %, сили зрізування – 40 % і сили тертя – 6 %. Отримані результати доводять, що при розрахунку навантаження, яке виникає при роботі різального апарата, потрібно враховувати всі його складові, а не вести розрахунок тільки за навантаженням від сили інерції рухомої маси ножа.

3. При моделюванні навантаження на різальний апарат встановлено, що в ході виконання технологічного процесу косаркою відбувається перерозподіл питомих значень кожної із складових. Це залежить від величини сили зрізування, яка є змінною. Наприклад при її зменшенні, зростає питома вага сили інерції, частина якої спрямовується на подолання опору зрізуванню та тертю, а частина, все ж таки, є «зайвою», що спричиняє додаткове навантаження на привод. Тому доцільно в приводі косарки використати РПП, який акумулюватиме «зайву» енергію рухомої маси, перетворюватиме її в потенціальну енергію деформації пружних елементів та віддаватиме назад в систему при зворотному ходу ножа.

4. Розроблена математична модель привода із запропонованим пристроєм дозволяє аналізувати його енергоспоживання на будь-якому режимі роботи косарки та для різних величин дезаксіалу, створюючи при цьому симетричні чи асиметричні схеми роботи РПП. Вихідним параметром є мінімальне споживання потужності при заданій продуктивності косарки.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма і методика досліджень

Плануючи експериментальні дослідження, відповідно до завдань, що є поставленими в роботі, програма досліджень повинна бути складена таким чином, щоб охопити всі етапи.

Як було теоретично доведено, що підвищення продуктивності роботи різального апарата лежить в площині підвищення його поступальної швидкості, а від того, для витримування заданого кінематичного режиму, і підвищенні відносної швидкості ножа косарки. Відомим є той факт, що із збільшенням відносної швидкості різального апарата квадратично зростає його сила інерції, яка має негативний вплив на приводний механізм косарки. Крім того, суттєво зростають витрати потужності на привод.

Вирішенням цієї проблеми стало використання регульованого пружинного пристрою. Теоретично встановлено його ефективність. Тому основною задачею експериментальних досліджень є довести збіжність теоретичних розрахунків з реальними показниками досліджуваних величин [83–89].

З цією метою програма і методика проведення експериментальних досліджень повинна включати такі етапи:

- розробити практичну конструкцію регульованого пружинного пристрою та забезпечити його встановлення і роботу на дослідному зразкові косарки сегментно-пальцевої;
- використовуючи наявні технічні засоби, забезпечити можливість фіксувати частоту обертання кривошипа на усталеному режимі його роботи;
- встановити на приводі моментомір, який буде фіксувати величину моменту, що передається приводом косарки на різних режимах її роботи;
- вимірювання проводити з використанням регульованого пружинного

пристрою та без нього;

– провести польові випробування косарки для встановлення раціональних кінематичних режимів з метою забезпечення якісного виконання технологічного процесу та мінімального енергоспоживання приводом.

Для проведення експериментальних досліджень було розроблено дослідний зразок косарки сегментно-пальцевої на базі малогабаритної косарки польського виробництва «ОСА», рис. 3.1.



Рис. 3.1. Дослідний зразок косарки сегментно-пальцевої

Розроблена конструкція є адаптивною до виготовленого міні-енергозасобу з яким вона агрегується.

Технічну характеристику косарки подано у таблиці 3.1.

Технічна характеристика базової конструкції косарки

Показник	Значення
Тип косарки	навісна
Загальна ширина захвату, м	1,4
Продуктивність, га/год - для нормальних умов роботи - для густосіяних (сплутаних) трав	0,85 0,74
Кількість різальних апаратів	1
Привод ножа	кривошипно-шатунний
Маса, кг	95
Споживана потужність (середньомаксимальна), кВт	3,0
Хід ножа, мм	76,2
Радіус кривошипа, мм	37,3
Дезаксіал, мм	40
Рекомендоване число подвійних ходів за хв.	640

Особливостями конструкції є вкорочений пальцевий брус, на якому монтується сімнадцять пальців з протиризальними пластинами, рис. 3.2.



Рис. 3.2. Пальцевий брус косарки

Ніж косарки складається зі спинки ножа, на якій закріплено вісімнадцять сегментів та приєднана п'ятка, рис. 3.3.



Рис. 3.3. Ніж косарки

Шатун одним кінцем шарнірно з'єднаний з п'яткою ножа, а іншим – з кривошипом, який закріплений на приводному валу з допомогою різьбового з'єднання, рис. 3.4.



Рис. 3.4. Кривошипно-шатунний привод

Косарка приводиться в рух від валу відбору потужності (ВВП) мінітрактора, рис. 3.5. Його кінематична схема виконана таким чином, що вал відбору потужності може багатоступенево змінювати свою частоту. Це необхідно для того щоб при різних умовах скошування підбирати найраціональніший кінематичний режим роботи косарки.

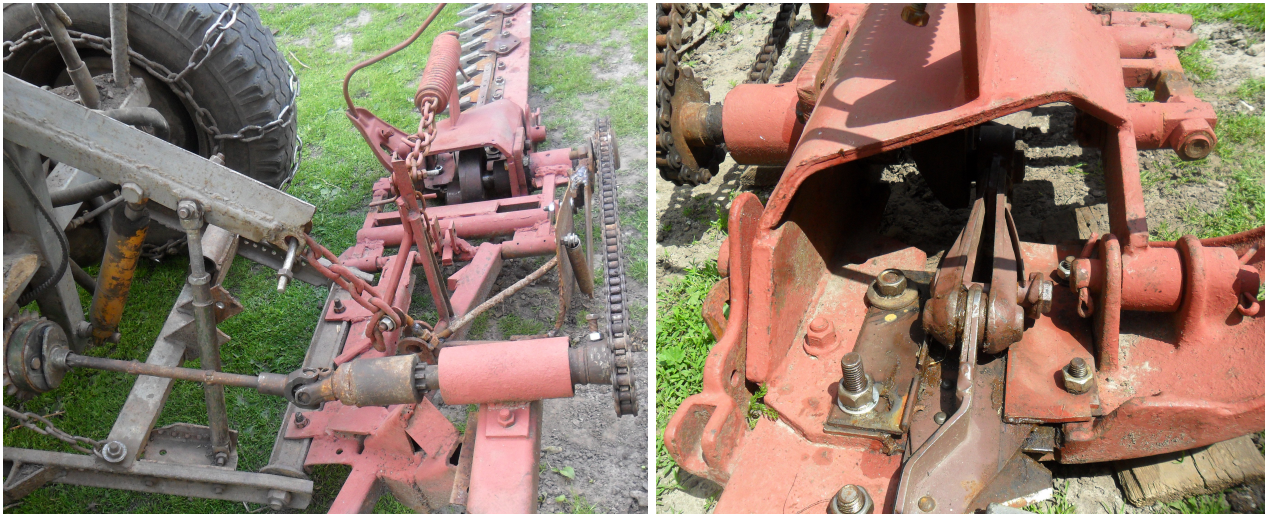


Рис. 3.5. ВВП міні-трактора, що працює в агрегаті
з дослідним зразком косарки

Приводний механізм косарки (рис. 3.5) працює наступним чином. Через проміжні з'єднання крутний момент передається на півмуфту, що розміщена на рамі міні-трактора. Далі йде з'єднання другої півмуфти через пружний елемент до вала, який на іншій стороні з'єднаний з шарніром Гука, що з допомогою шліцьового з'єднання передає крутний момент до ведучої зірочки. На дослідному зразку косарки використано, саме, ланцюгову передачу для передавання крутного моменту з ведучої до веденої зірочки, що з'єднана з валом кривошипа 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. А взагалі для типових конструкцій косарок необхідно використовувати пасові передачі як більш м'які та такі, що мають можливість виконувати роль певного роду запобіжника.

Для виокремлення моменту, який затрачається тільки на привод кривошипа і далі різального апарата, необхідно проводити зняття показів моментоміром при від'єданому кривошипові, 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. При чому, кількість обертів кривошипа необхідно вибирати в діапазоні можливих частот 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 з використанням РПП так і без його використання.

3.2. Характеристики технічного обладнання для проведення експериментальних досліджень

При проведенні експериментальних досліджень, їх програмою було передбачено встановити крутний момент на приводному валу косарки та фіксувати при якій кутовій швидкості він передається [90].

З цією метою було використано моментомір (струмознімач), рис. 3.6

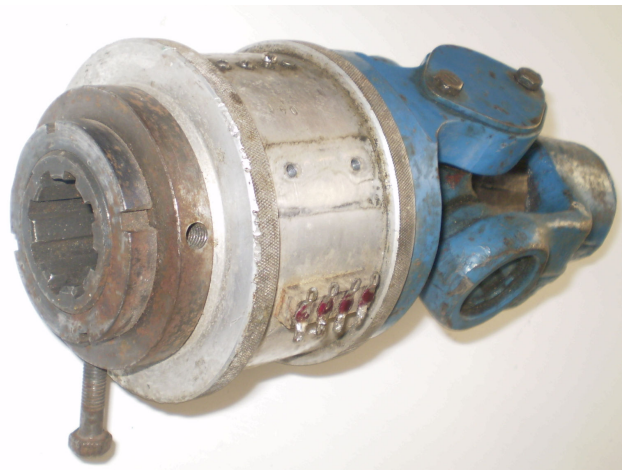
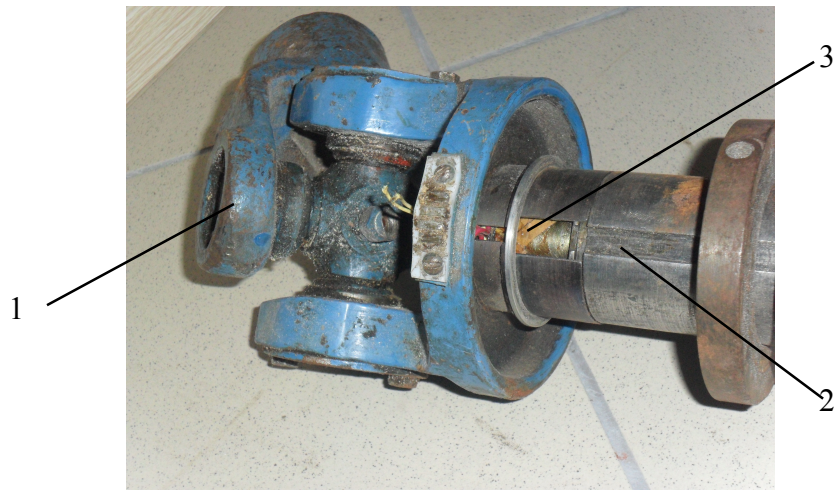


Рис. 3.6. Загальний вигляд моментоміра

Даний пристрій призначений для вимірювання крутних моментів, які передаються, переважно, карданными передачами від ВВП трактора до робочої машини чи іншого приводного механізму. Разом з контролем частоти обертання, моментоміри ще називають – вимірювачі потужності [91].

На рис. 3.7 показано основні складові моментоміра: рис. 3.7, а – шарнір Гука 1 з тензометричною вилкою 2, на яку наклеюються тензодатчики 3, що реагують на її деформацію при передаванні крутного моменту;



а)



б)

Рис. 3.7. Основні елементи моментоміра

на рис. 3.7, б – струмознімач ртутно-амальгамований.

Якщо тензометрична вилка представляє собою простий елемент, який виготовлено з матеріалу, що має відносно велику границю пружної деформації, то струмознімач є набагато складнішим в технічному виконанні пристроєм.

Струмознімач ртутно-амальгамований складається з ротора 1 (рис. 3.7, б)

і статора 2 з набором чотирьох пар кілець 3 з високоякісної міді [92]. Між мідними кільцями розміщені ізоляційні кільця 4 з органічного скла. Ротор встановлено в статорі на високоточних підшипниках 5, що фіксуються кришками 6. До мідних кілець ротора та статора приєднано електричні проводи, з допомогою яких з'єднують електричне коло між тензодатчиками та вимірювальною апаратурою. Перевагою таких струмознімачів є їх розбірність.

Операцію амальгамування мідних кілець слід виконувати досить мілким наждачним папером для зняття шару окису з поверхні кілець. Після чого кільця протирають ганчіркою, що змочена, наприклад, в авіаційному бензині. Далі кільця просихають і на їх поверхню напівсухою ганчіркою наносять шар ртуті. Дану операцію слід виконувати як для кілець ротора, так і для кілець статора.

Сигнал, що утворений моментоміром фіксувався універсальною реєструючою системою (рис. 3.8) для дослідження динамічного навантаження сільськогосподарських машин (універсальна реєструюча система) [93]. Така система призначена для вимірювання, реєстрації і обробки сигналів датчиків механічних деформацій, сил, тиску, віброприскорень, кутової швидкості, переміщень і інших фізичних величин. Універсальна реєструюча система призначена для роботи з резистивними датчиками і датчиками з вихідним сигналом у вигляді напруги. Апаратура забезпечує роботу з мостовими, напівмостовими, чвертьмостовими і схемами потенціометрів включення резистивних датчиків.

Вона працює в системі як на основі зовнішнього комп'ютера при зв'язку через LPT-порт, так і в автономному режимі (без зовнішнього комп'ютера) при реєстрації інформації на Flash диск. У другому випадку, забезпечення необхідних режимів роботи і читання інформації здійснюється через Ethernet.

Зовнішній вигляд апаратури приведений на рис. 3.8. Конструкція базується на стандарті "Євромеханіка 3U" і характеризується високою стійкістю до механічних дій. Система LTC включена в Держреєстр засобів вимірювання. Всі модулі виконані у вигляді плат розміром 100x135 мм і розміщуються в корпусі LTC з габаритними розмірами 130x235x315.

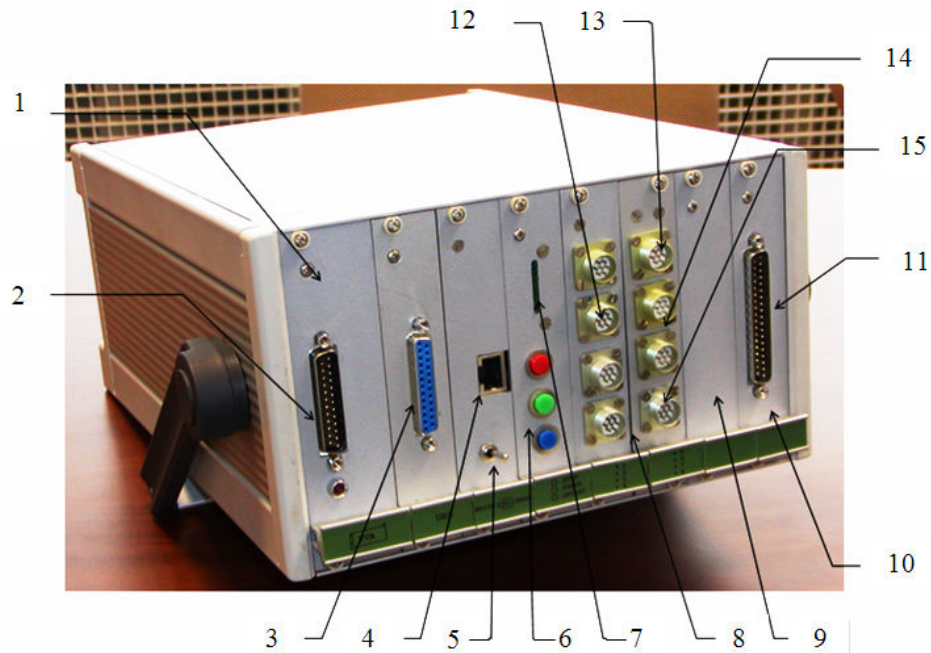


Рис. 3.8. Загальний вигляд універсальної реєструючої системи:

1 – крейт-контролер LC-014; 2 – вихідний роз'єм паралельного порту крейт-контролера; 3 – роз'єм паралельного порту мікрокомп'ютера; 4 – роз'єм Ethernet; 5 – перемикач режиму роботи «запис/читання»; 6 – кнопки управління («старт», «стоп», «зсув нуля»); 7 – індикатор режиму запису; 8 – вхідні роз'єми вимірювальних каналів; 9 – модуль аналого-цифрового перетворення LC-301; 10 – модуль комутатора LC-101; 11 – роз'єм аналогових вхідних сигналів комутатора LC-101; 12 – роз'єми універсальних вимірювальних каналів 1.4; 13 – роз'єм універсального вимірювального каналу 5; 14 – роз'єми каналів підключення датчиків віброприскорення (канали 6, 7); 15 – роз'єм каналу вимірювання кутової швидкості (канал 8).

Основні технічні дані універсальної реєструючої системи:

- загальне число вимірювальних каналів – 8;
- число універсальних вимірювальних каналів – 5;
- число вібровимірювальних 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.

Універсальні вимірювальні канали забезпечують роботу з різними резистивними датчиками і датчиками з вихідним сигналом у вигляді напруги постійного струму. При цьому забезпечується можливість роботи з різними схемами підключення резистивних датчиків: мостовими, напівмостовими, четвертьмостовими, потенціометрами. Детальніше про технічні характеристики наведено в інструкції з експлуатації [93].

Структурна схема універсальної реєструючої системи представлена на рис.3.9.

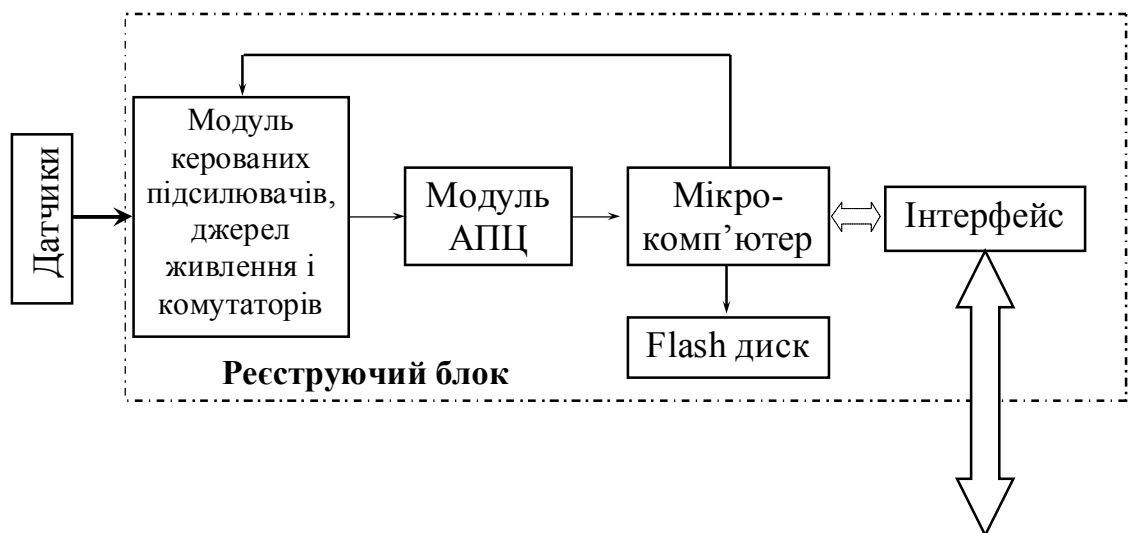


Рис.3.9. Структурна схема універсальної реєструючої системи

До складу програмного забезпечення входять:

Ternop.EXE – демонстраційна програма (для роботи під WINDOWS), що забезпечує візуалізацію всіх отриманих даних;

TERNOP_R.EXE – демонстраційна програма (для роботи під DOS), що забезпечує візуалізацію невеликої початкової ділянки масиву зафіксованих даних і що дозволяє сформувати файл задання необхідних режимів роботи системи MODE.DAT;

TERNOP_A.EXE – англomовний варіант програми TERNOP_R.EXE (для можливості роботи під WINDOWS-XP (-NT));

TER_LPT.EXE – демонстраційна програма роботи системи із зовнішнім комп'ютером, при зв'язку через LPT-порт (для роботи під DOS);

MODE.DAT – приклад файлу задання необхідних режимів роботи.

Для роботи із зовнішнім комп'ютером є допоміжні файли:

LC_014.BIO; EGAVGA.BGI.

Разом з цим, є диск з штатним програмним забезпеченням фірми L-Card, що дозволяє реалізувати багатоканальний режим роботи із зовнішнім комп'ютером, використовуючи вимірювальні канали з нормованим сигналом – входи комутатора LC-101.

Файл MODE.DAT має текстовий формат, 8 рядків. У кожному рядку (від 1 до 8) задаються, відповідно, необхідні параметри роботи кожного з восьми вимірювальних каналів: $\text{ampl_m}[i]:3$, $\text{fnch_m}[i]:4$, $\text{mode_m}[i]:2$, $\text{shem_m}[i]:2$, $\text{usens_m}[i]:2$, $\text{offset1_m}[i]:6$, $\text{offset2_m}[i]:6$, Rate:7,CCh:2).

Після «:» вказано число можливих знакомиць параметра; i – номер каналу; $\text{ampl_m}[i]$ – заданий коефіцієнт підсилення (1,2,4,8,16,32,64,128), помножений на 4. $\text{fnch_m}[i]$ – частота зрізу фільтру ФНЧ (4;8;16;20;32;40;64;80;128; для відключення фільтру необхідно задати «0»); $\text{mode_m}[i]$ – режим вимірювання (повинен бути встановлений «0»); $\text{shem_m}[i]$ – схема підключення каналу (0 – мостова; 1 – потенціометр; 2 – відключений – вхід підключений до загальної лінії, вимірювальної землі, через резистор 1 МОм); у каналах підключення вібровимірювальних датчиків і датчика кутової швидкості, а також в каналах, які не будуть задіяні, необхідно встановити «2»; $\text{usens_m}[i]$ – напруга живлення датчиків: для мостових схем 0 – 0,5 В; 1 – 2,0 В; для схем потенціометрів і відключених каналів 0 – 2 В; 1 – 5 В; $\text{offset1_m}[i]$, $\text{offset2_m}[i]$ – коди зсуву нуля (початкові значення повинні дорівнювати 2048); Rate – період дискретизації, в мкс, встановлюється однаковим для всіх каналів; мінімальне значення – 500 мкс; CCh – вид розділових знаків даних, що фіксуються: 1 – пропуск, 2 – «;», 3 – «,» (знаки однакові для всіх каналів).

Нижче приведений приклад файлу MODE.DAT:

```

4 0 0 2 0 2048 2048 500 1          4 0 0 2 0 2048 2048 500 1
4 0 0 2 0 2048 2048 500 1          4 0 0 2 1 2048 2048 500 1
4 0 0 2 0 2048 2048 500 1          4 0 0 2 1 2048 2048 500 1
4 0 0 2 0 2048 2048 500 1          4 0 0 2 1 2048 2048 500 1

```

Коректна робота системи залежить від правильного формування файлу MODE.DAT.

Результати вимірювань фіксуються в 32-х текстових файлах: DATA1.dat...DATA32.dat.

Запис інформації реалізується в наступному форматі: 4 знакомісця, діапазон – код від 0 до 4096 з розділовими знаками, вид яких задається у файлі MODE.DAT.

Отриманий код N необхідно змістити, віднявши 2048, для отримання відповідного діапазону 12-розрядного АЦП.

Для набуття значень вхідних сигналів, при відповідній напрузі, в мВ, необхідно зміщені значення код $N_{см}$ (відліки) помножити на коефіцієнт 2,535 і розділити на заданий для відповідного каналу коефіцієнт підсилення, з урахуванням фіксованих значень підсилення: 1 – для схем потенціометрів і відключених каналів, 100 – для мостових схем включення.

Відліки чергуються послідовно: 0-й – відповідає 1-у каналу, 1-й – другому, 2-й – третьому, 3-й, – четвертому..., (N-1) -й – N - му; N -й – першому і так далі.

3.3. Підготовка і робота вимірювальної системи

Всі процедури з підключення, установки системи, перекомутації датчиків необхідно виконувати при відключеному живленні всієї апаратури.

При установці апаратури на місце експлуатації і при підготовці її до роботи необхідно дотримуватися загальних правил техніки безпеки роботи з

електротехнічними пристроями. Клему заземлення на задній панелі пристрою необхідно підключити до шини захисного заземлення робочого місця або до «маси» об'єкту.

При роботі з системою необхідно чітко виконувати наступні вимоги [93].

1. Будь-які підключення (відключення) датчиків, контролюючих приладів або зовнішнього комп'ютера повинні виконуватися при вимкненій напрузі живлення системи і комп'ютера.

2. Перед включенням на об'єкті або при підключенні до комп'ютера система повинна бути підключена до загального контуру заземлення. Зовнішній комп'ютер також повинен бути заземлений.

3. Переписати на диск С комп'ютера повністю папку "Tempor", з програмного забезпечення.

4. Не допускається зміна змісту дисків внутрішнього мікрокомп'ютера, окрім запису і читання файлів, які обумовлені нижче.

При роботі із зовнішнім комп'ютером.

1. Підключити датчики або імітатори датчиків до відповідних використовуваних вимірювальних каналів.

2. Встановити необхідні режими роботи використовуваного паралельного порту комп'ютера:

- Протокол режиму EPP 1.7. У ряді програм BIOS PC немає «чистого» режиму EPP. Можна використовувати режим ECP+EPP або подібний «змішаний». Встановити адресу 378h і переривання 7.

- З'єднати кабелем LPT крейт і комп'ютер при вимкненому живленні пристроїв.

Увімкнутим живлення використовуваних пристроїв послідовно:

- Включити живлення крейта (повинен засвітитись червоний світлодіод на лицьовій панелі крейта).

- Включити живлення комп'ютера.

При роботі в автономному режимі.

1. При роботі в автономному режимі необхідно з'єднати кабелем-перемичкою LPT роз'єм крейт-контролера з роз'ємом паралельного порту мікрокомп'ютера.

2. Підключити датчики до відповідних вимірювальних каналів.

Виконання вимірювань. Робота системи із зовнішнім комп'ютером.

Запустити на виконання програму TER_LPT.EXE. Для коректної роботи програми запуск необхідно виконувати з DOS.

Після нормального запуску програми, червоний світлодіод на передній панелі – вимикається. Час ініціалізації приладу після включення живлення близько 15 с. Час самопрогріву не менше 15 хв.

У демонстраційній програмі, що додається, реалізований режим індикації будь-яких 4-х вибраних каналів з можливістю запису результатів вимірювань. Запис здійснюється у вигляді текстового файлу data.dat. шлях запису – C:\Termor\data.dat. Записом результатів є масив з 8192 відліків для N-го числа опитуваних каналів. Відліки чергуються послідовно: 0-й – відповідає 1-у каналу, 1-й – другому, 2-й – третьому, 3-й, – четвертому..., (N-1) -й – N- му; N-й – першому і так далі.

Після перевірки і налаштування необхідних режимів роботи кожного каналу, можливе створення файлу MODE.DAT. Файл створюється при записі режимів після натиснення клавіші «w».

На дисплей виводяться вимірювані значення: «Вих. середнє» – усереднене значення по 512 відліках; «СКО шуму» середньоквадратичне значення 512 відліків.

Послідовність роботи з системою в автономному режимі.

- Встановити на зовнішньому комп'ютері, за допомогою якого, здійснюватиметься обмін інформацією з системою:

- протокол Інтернету (TCP/IP);

- IP адреса 192.168.0.1;

- маска підмережі 255.255.255.0.

- Вимкнути комп'ютер.
- Встановити перемикач напруги живлення на задній панелі блоку в положення 220 В. Підключити кабель живлення.
- Встановити перемикач WRITE/READ на передній панелі в положення READ.
- Підключити мережевий кабель Ethernet до мережевого роз'єму на передній панелі приладу і мережевого роз'єму зовнішнього комп'ютера.
- Включити спочатку живлення системи.
- Включити живлення комп'ютера.
- Відкрити меню мережевих підключень і включити функцію «Підключити мережевий диск». Задати шлях до теки \TVA\J, де TVA – ім'я мікрокомп'ютера, J – ім'я диска. (Робоча група мікрокомп'ютера – THOME).
При роботі в WINDOWS-98: відкрити меню мережевих підключень (натисненням правої кнопки мишки), задати функцію «знайти комп'ютер», встановити пошук комп'ютера з ім'ям Tva, відкрити знайдений комп'ютер подвійним клацанням лівої кнопки мишки. Мережева адреса мікрокомп'ютера 192.168.0.14.
- Відкрити диск J.
- Записати на диск J, в теку MODE, заздалегідь підготовлений файл MODE.DAT, що задає режими роботи системи.
- Вимкнути живлення системи і комп'ютера.
Реєстрація показів.
- Встановити перемикач напруги живлення на задній панелі блоку в положення 12 В. Підключити кабель живлення 12 В («+» чорний дріт).
- Підключити датчики до системи.
- Встановити перемикач WRITE/READ на передній панелі в положення WRITE.
- Включити живлення системи.
- Витримати час самопрогріву системи не менше 15 хв.

- Виконати балансування мостових датчиків і компенсацію зсуву нуля решти вимірювальних каналів. Для цього натиснути кнопку «OFFSET». Компенсація зсуву нуля для різних схем включення виконується автоматично. Час цієї процедури складає 40 с. Початок процедури балансування відображається включенням верхнього світлодіода індикаторної лінійки. Після завершення балансування знову включається нижній (жовтий) світлодіод індикаторної лінійки.

- Початок реєстрації (або продовження) – задається натисненням кнопки START.

- Припинення реєстрації виконується після натиснення кнопки STOP, або після заповнення Flash-диска. Процес заповнення Flash-диска відображається світлодіодною лінійкою. Включення кожного подальшого світлодіода відповідає заповненню 1/8 частин ємкості Flash-диска.

Зчитування даних.

- Встановити перемикач WRITE/READ на передній панелі в положення READ.

- Підключити мережевий кабель Ethernet до мережевого роз'єму на передній панелі приладу і мережевого роз'єму комп'ютера.

- Включити спочатку живлення системи.

- Включити живлення комп'ютера.

- Відкрити меню мережевих підключень і включити функцію «Підключити мережевий диск». Задати шлях \TVA\J. Відкрити диск J.

- Відкрити папку DATA. Переписати інформативні файли Data1.dat...Data32.dat. Вказані файли містять послідовну розбиту на блоки, безперервний запис реєстрованих каналів (по 1/32 частини ємкості Flash-диска).

Файли мають текстовий формат і можуть використовуватися для подальшої обробки в будь-якому відповідному програмному пакеті.

Для всіх незадіяних каналів, в кожному з режимів роботи, необхідно встановити схему включення «відключений» і коефіцієнт підсилення 1. У

цьому режимі канал переводиться в режим нормуючого підсилювача з коефіцієнтом підсилення, рівним 1, а вхід підключається до маси. Необхідно встановити схему включення «відключений» для 6;7;8 вимірювальних каналів (каналів вимірювання віброприскорень і кутової швидкості).

3.4. Планування експерименту

Експеримент з визначення максимальних (пікових) навантажень привода проведемо в кілька етапів:

- визначення навантажень без роботи додаткового пристрою з регульованими параметрами та без навантаження від опору зрізування рослин;
- визначення навантажень з врахуванням роботи додаткового пристрою з регульованими параметрами та без навантаження від опору зрізування рослин;
- визначення навантажень без роботи додаткового пристрою з регульованими параметрами та з навантаженням від опору зрізування рослин (в процесі скошування);
- визначення навантажень з врахуванням роботи додаткового пристрою з регульованими параметрами та з навантаженням від опору зрізування рослин.

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

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

Факторами, що мають вплив на розглядуваний процес будуть:

δ – параметр, що характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента, мм. Він є тим регульованим параметром, який в залежності від умов роботи можна в процесі експлуатації змінювати; k_1 і k_2 – коефіцієнти жорсткості першого та другого пружних елементів, Н/м.

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

У зв'язку з цим нам необхідно спланувати повний факторний експеримент (ПФЕ). Для цього складаємо матрицю планування експерименту [94–96].

Отже, маємо експеримент типу $N = p^k$, де число факторів $k = 3$, число рівнів $p = 2$, число дослідів $N = 8$, число повторних дослідів $n = 5$.

Таблиця 3.2

Повний факторний експеримент 2^3

№ дослід	Фактори в безрозмірному масштабі			Вихідна величина, y
	x_1	x_2	x_3	
1	-1	-1	-1	y_1
2	+1	-1	-1	y_2
3	-1	+1	-1	y_3
4	+1	+1	-1	y_4
5	-1	-1	+1	y_5
6	+1	-1	+1	y_6
7	-1	+1	+1	y_7
8	+1	+1	+1	y_8

Рівняння регресії з врахуванням ефектів взаємодії факторів запишеться в наступному вигляді:

$$\hat{y} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3, \quad (3.1)$$

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

Для знаходження коефіцієнтів рівняння (3.1) необхідно скласти розширену матрицю планування ПФЕ з фіктивною змінною x_0 , представлену в табл. 3.3 [97].

Таблиця 3.3

Розширена матриця планування ПФЕ типа 2^3

№	x_0	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	$x_1x_2x_3$	y
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	y_1
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	y_2
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	y_3
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	y_4
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	y_5
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	y_6
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	y_7
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	y_8

Для знаходження b_0 в план ПФЕ введено стовбець фіктивної змінної $x_0 = 0$; відповідна матриця планування представлена в табл. 3.3. У математичній статистиці доведено, що при плануванні експерименту після запропонованої схеми і знаходження коефіцієнтів рівняння регресії за методом найменших квадратів будь-який коефіцієнт визначається скалярним добутком стовпця y на відповідний стовбець факторів x_i в безрозмірному масштабі, діленим на число дослідів в матриці планування [83, 98–100]

$$b_j = \frac{\sum_{i=1}^N x_{ji} y_i}{N}. \quad (3.2)$$

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

$$b_{12} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_1 x_2)_i y_i. \quad (3.3)$$

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

Коефіцієнт b_{123} розраховується за наступним виразом у розгорнутому вигляді

$$b_{123} = \frac{1}{8} [-y_1 + y_2 + y_3 - y_4 + y_5 - y_6 - y_7 + y_8]. \quad (3.4)$$

Кодування факторів (заміна змінних) виконується наступним чином

$$x_j = \frac{z_j - z_j^0}{\Delta z_j}, \quad (3.5)$$

де

$$z_j^0 = \frac{z_j^{\max} + z_j^{\min}}{2}, \quad \Delta z_j = \frac{z_j^{\max} - z_j^{\min}}{2}, \quad (3.6)$$

z_j^{\max} і z_j^{\min} – верхня і нижня межі варіювання j -фактора.

Точка (z_1^0, z_2^0) називається центром плану або основним рівнем; величини Δz_1 і Δz_2 – інтервалами варіювання вздовж осей z_1 і z_2 .

Для змінних x_1 , x_2 і x_3 нижній рівень рівний -1 , верхній $+1$, координати центру плану дорівнюють нулю.

Таким чином, встановлено фактори впливу на функцію відгуку, складено

матрицю планування повного факторного експерименту, запропоновані вирази для визначення коефіцієнтів рівняння регресії.

Висновки до третього розділу

1. Розроблена програма та методика проведення експерименту дозволили охопити всі необхідні етапи досліджень для встановлення раціональних кінематичних режимів роботи косарки з метою забезпечення якісного виконання технологічного процесу та мінімального енергоспоживання на привод.

2. Описана конструкція моментоміра та правила експлуатації реєструючої апаратури дали змогу в реальних умовах проведення експерименту отримувати значення досліджуваної величини – моменту на приводному валі при фіксованій частоті його обертання.

3. Планування повного факторного експерименту забезпечує реалізацію всіх необхідних варіантів поєднання незалежних факторів для отримання реальних значень поверхонь відгуків в кожній серії експериментів.

РОЗДІЛ 4

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОПРАЦЮВАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ

4.1. Розроблення конструкції та способу монтажу регульованого пружинного пристрою на різальний апарат косарки

Принципова схема та опис конструкції енергозберігаючого приводного механізму косарки наведено в другому розділі (рис. 2.17). Там описано конструктивні особливості, принцип роботи і очікуваний ефект зниження енергоспоживання та можливість підвищення відносної швидкості роботи різального апарата.

Ці принципові рішення [75–77] (додатки А, Б, В) потрібно перетворити в реальну конструкцію. З цією метою було розроблено робоче креслення пристрою та виготовлено дослідний зразок, рис. 4.1.

Основними елементами регульованого пружинного пристрою є циліндричні пружини 1 (рис. 4.1), що знаходяться у втулках 2, які мають внутрішню та зовнішню різьби, що забезпечує їх можливість, наприклад з допомогою зовнішньої різьби, переміщатися в корпусі 3. Стискування пружин 1 проходить в межах шайб 4, 5 при їх взаємодії з поршнем 6 штока 7, який з'єднаний з п'яткою спинки ножа.

Крім того, втулки 2 мають внутрішню різьбу, якою переміщаються шайби 5, встановлюючи певну ступінь стиснення пружин 1, забезпечуючи їм початкову напруженість (силу пружності). Цей параметр можна використовувати для підбору найбільш ефективної роботи всього привода. А переміщення втулок 2 в зборі (вмонтовані шайби 4, 5 та шток 7 з поршнем 6) в корпусі 3 дозволяє встановлювати необхідний зазор між поршнем 6 і шайбами 4 і є тим регульованим зазором або параметром, що характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента (пружин) 1. Як видно з конструкції, що кожен з наведених параметрів можна змінювати незалежно

один від одного, тобто отримувати різні симетричні чи несиметричні схеми роботи даного пристрою.

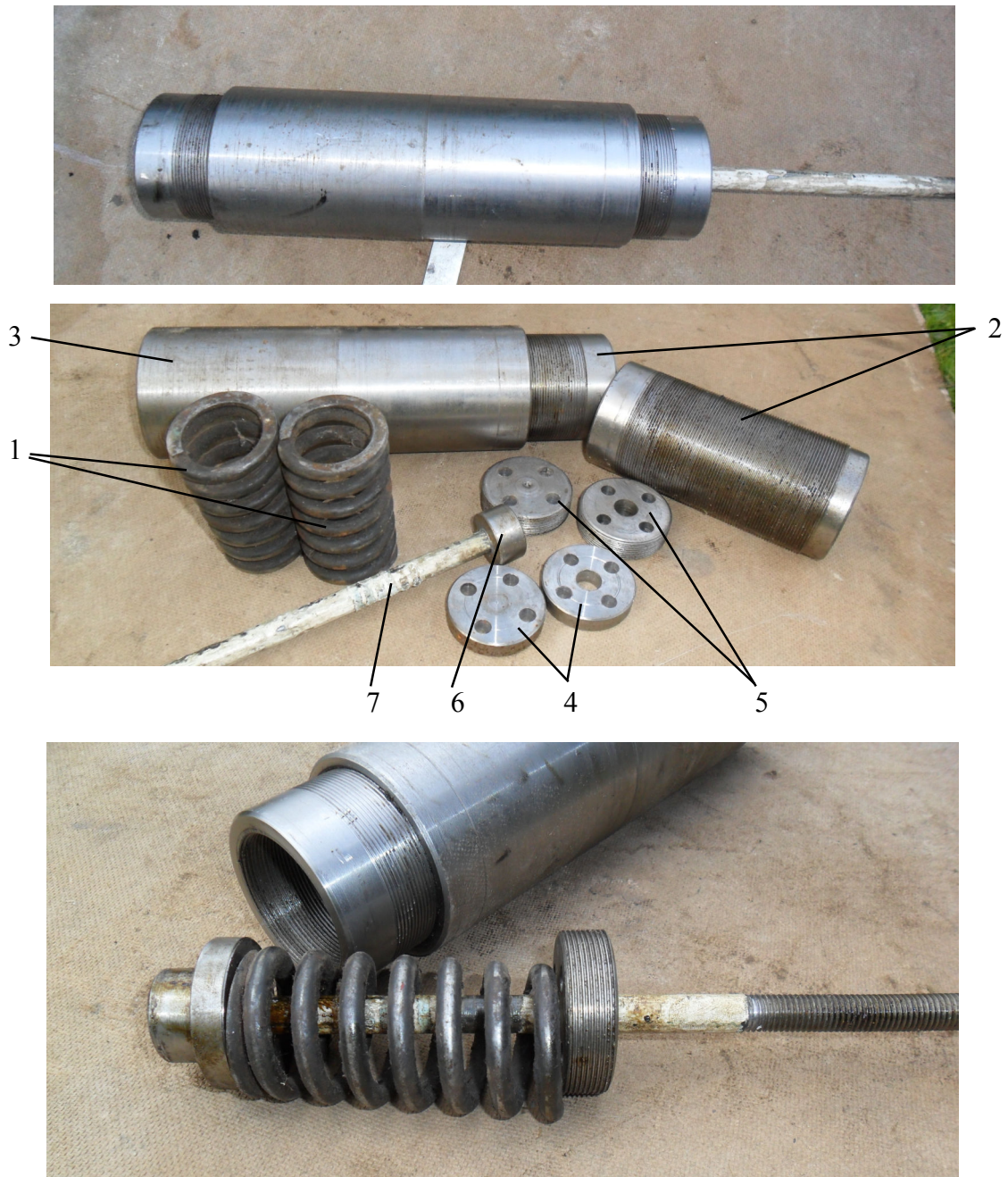


Рис. 4.1. Загальний вигляд та окремо деталі розробленого регульованого пружинного пристрою

Даний пристрій нерухомо закріплюється на корпусі косарки і приєднаний до спинки ножа з допомогою важільного механізму, рис. 4.2.

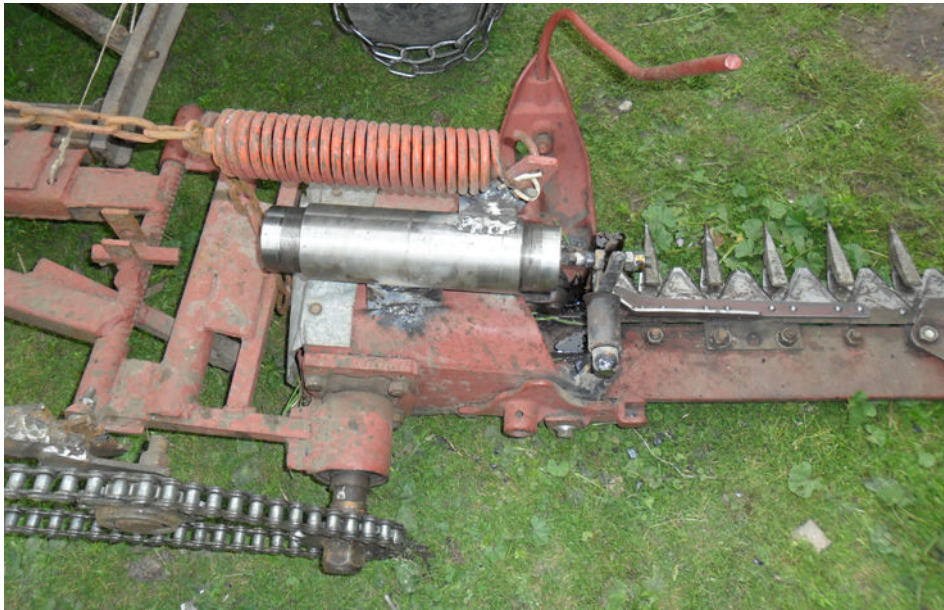


Рис. 4.2. Монтаж РПП на корпусі косарки

Отже, тут представлено конструкцію РПП та показано можливість його монтажу на реальну конструкцію косарки.

4.2. Розроблення методики для визначення частоти обертання кривошипа косарки за кінематичними показниками енергозасобу

Для ефективного проведення лабораторних і польових досліджень роботи косарки сегментно-пальцевої було додатково вдосконалено спеціальний міні-енергозасіб. Особливістю його конструкції є багатоваріантність поєднань передавальних чисел кінематичних ланцюгів: головного потоку – привода коліс та потоку вала відбору потужності. Завдяки цьому, такий енергозасіб має великий ступеневий діапазон поступальних швидкостей агрегату в цілому, а також його конструкція передбачає чотири робочих швидкості ВВП.

Основу розробленого енергозасобу складає двигун (силовий агрегат) КМЗ – 8.155-021, коробка перемінних передач автомобіля ГАЗ – 51 (силова), ведучий міст автомобіля УАЗ-469. Всі ці вузли ефективно скомпоновані. Для їх поєднання спроектовано ряд проміжним ланок та з'єднувальних елементів.

Компоновочна схема енергозасобу представлена на рис. 4.3.

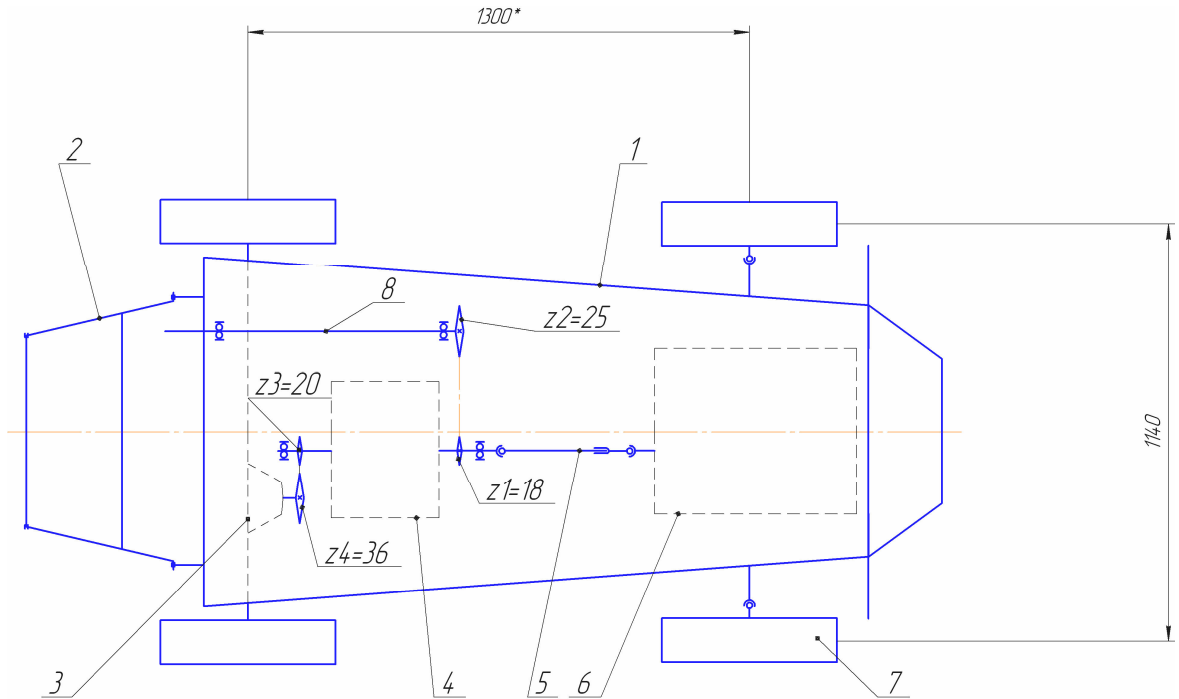


Рис. 4.3. Компоновочна схема енергозасобу:

1 – рама; 2 – гідронавіска; 3 – ведучий міст; 4 – КПП (силова); 5 – проміжна карданна передача; 6 – силовий агрегат; 7 – передній міст з керованими колесами; 8 – вал відбору потужності (ВВП).

За технічною характеристикою двигуна та решту вузлів визначаємо який діапазон швидкостей та крутних моментів чи зусиль на гаку може забезпечити даний енергозасіб.

Спочатку встановимо мінімальну швидкість руху та максимальний крутний момент.

З цією метою необхідно визначити максимальне передавальне число $u_{заг1}$ всього привода, тобто на першій передачі обох коробок перемінних передач за відомими формулами [101–102]

$$u_{заг1} = u_{гол} u_{л} u_{кпп.судл} u_{кппл} = 5,125 \cdot 1,8 \cdot 6,40 \cdot 4,11 = 242,65, \quad (4.1)$$

де $u_{гол} = 5,125$ – передавальне число головної передачі моста;

$u_n = 1,8$ – передавальне число ланцюгової передачі привода моста;

$u_{кнп.кул}$ = 6,4 – передавальне число силової коробки на першій передачі;

$u_{кнл} = 4,11$ – передавальне число коробки передач силового агрегату на першій передачі.

Швидкість руху агрегату визначатимемо на середніх обертах колінчастого вала двигуна, тобто $n_{\text{дв}} = 2600 \text{ об/хв}$

$$v_I = \frac{n_{\text{дв}}}{u_{\text{заг}}} l_k \cdot 10^{-3} \cdot 60, \quad (4.2)$$

де l_k – довжина колеса,

$$l_k = \pi d_k = 3,14 \cdot 0,74 = 2,324 \text{ м}, \quad (4.3)$$

де $d_k = 0,74 \text{ м}$ – фактичний діаметр колеса (на енергозасобі встановлені колеса 8.4-15), тоді

$$v_I = \frac{2600}{242,65} 2,324 \cdot 10^{-3} \cdot 60 = 1,495 \text{ км/год},$$

або

$$v_I = 0,415 \text{ м/с}.$$

Максимальний крутний момент (при $n_{\text{дв}} = 5200 \text{ об/хв}$) на валу приводних коліс при обрахованому передаточному відношенні привода, визначено за формулою

$$M_k = M_{\text{дв}} u_{\text{заг}} \eta = 47 \cdot 242,65 \cdot 0,9 = 10264 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (4.4)$$

де $M_{\text{дв}} = 47 \text{ Н} \cdot \text{м}$ – максимальний крутний момент на валу двигуна [103];

$\eta = 0,9$ – механічний к.к.д всього привода.

Теоретичне максимальне тягове зусилля на колесах, яке може розвинути енергозасіб

$$F_{tk} = \frac{M_k}{0,5d_k} = \frac{10264}{0,5 \cdot 0,74} = 27740 \text{ Н}. \quad (4.5)$$

Звичайно, отримане значення є досить великим, що дозволить енергозасобу мати добрі силові і кінематичні характеристики. Дане тягове зусилля є утвореним при мінімальній швидкості руху машини та носить теоретичний характер, оскільки тут не враховано зчпної сили енергозасобу. При такій швидкості не виконується практично жоден технологічний процес. Ця швидкість є з ряду спеціальних.

Далі передаточні числа кінематичного ланцюга привода коліс, крутні моменти та виникаючі швидкості руху енергозасобу зведемо до табл. 4.1-4.3.

Розглянемо з початку варіант, коли на силовій коробці перемінних передач увімкнено першу передачу, а КПП силового агрегату змінює ступені від першої передачі до четвертої.

Таблиця 4.1

Кінематична характеристика енергозасобу, варіант 1

Передача КПП силового агрегату	Передача силової КПП	Передавальне число привода	Оберти двигуна, $n_{дв} = 2600 \text{ об/хв}$	Оберти двигуна, $n_{дв} = 5200 \text{ об/хв}$		
			v_i , км/год	$v_{i\max}$, км/год	M_k , Н·м	F_{tk} , Н
1	1	242,65	1,495	3,0	10264	27740
2	1	134,61	2,694	5,387	5694	15389
3	1	100,37	3,614	7,224	4245,7	11475
4	1	76,75	4,724	9,447	3246,6	8775

Другий варіант: на силовій коробці перемінних передач увімкнено другу передачу, а КПП силового агрегату змінює ступені від першої передачі до

четвертої.

Таблиця 4.2

Кінематична характеристика енергозасобу, варіант 2

Передача КПП силового агрегату	Передача силової КПП	Передавальне число привода	Оберти двигуна, $n_{об} = 2600 \text{ об/хв}$	Оберти двигуна, $n_{об} = 5200 \text{ об/хв}$		
			v_i , км/год	$v_{i\max}$, км/год	M_k , Н·м	F_{tk} , Н
1	2	117,16	3,095	6,189	4955,7	13394
2	2	64,99	5,578	11,157	2749,1	7430
3	2	48,46	7,4825	14,963	2049,8	5540
4	2	37,06	9,783	19,567	1567,5	4237

Третій варіант: на силовій коробці перемінних передач увімкнено третю передачу, а КПП силового агрегату змінює ступені від першої передачі до четвертої.

Таблиця 4.3

Кінематична характеристика енергозасобу, варіант 3

Передача КПП силового агрегату	Переда- ча силової КПП	Передавальне число привода	Оберти двигуна, $n_{об} = 2600 \text{ об/хв}$	Оберти двигуна, $n_{об} = 5200 \text{ об/хв}$		
			v_i , км/год	$v_{i\max}$, км/год	M_k , Н·м	F_{tk} , Н
1	3	64,076	5,658	11,316	2710,4	7325,4
2	3	35,546	10,2	20,399	1503,6	4063,8
3	3	26,503	13,679	27,358	1121,1	3030
4	3	20,267	17,9	35,376	857,3	2317

Отже, тут можна зробити висновок, що двигун енергозасобу має задовільну потужність, трансмісія може забезпечити достатній діапазон швидкостей. Звичайно, можна комбінувати передавальні числа на коробках

перемінних передач – силовій та силового агрегату. В цілому ми отримуємо досить великий і щільний діапазон як робочих так і транспортних швидкостей, адже наш енергозасіб має 16-ть основних передач вперед та 4 назад.

Крім того, для забезпечення раціонального кінематичного режиму роботи косарки потрібно знати кількість обертів кривошипа на різних режимах роботи ВВП.

Складемо кінематичний ланцюг привода кривошипа, відповідно до схеми, рис .4.3

$$n_1 = \frac{n_{дв}}{u_{кнi} u_{np} u_{к}}, \quad (4.6)$$

де $u_{кнi}$ – передавальні числа коробки перемінних передач силового агрегату на i -й передачі: $u_{кнI} = 4,11$; $u_{кнII} = 2,28$; $u_{кнIII} = 1,70$; $u_{кнIV} = 1,30$;

u_{np} – передавальне число проміжної передачі,

$$u_{np} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{25}{18} = 1,39,$$

тут z_1 – число зубів ведучої зірочки проміжної передачі, $z_1 = 18$;

z_2 – число зубів веденої зірочки проміжної передачі, $z_2 = 25$;

$u_{к}$ – передавальне число кінцевої передачі привода кривошипа,

$$u_{к} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{17}{16} = 1,06,$$

де z_5 – число зубів ведучої зірочки кінцевої передачі привода кривошипа,

$z_5 = 16$;

z_6 – число зубів веденої зірочки кінцевої передачі привода кривошипа, $z_2 = 17$;

Отримані значення підставляємо у формулу (4.6) та визначаємо частоту

обертання кривошипа n_1 на відповідних ступенях, прийнявши частоту обертання двигуна на рівні середніх обертів, $n_{\text{дв}} = 2600$ об/хв:

- перша передача, $n_1 = 429,3$ об/хв;
- друга передача, $n_1 = 774$ об/хв;
- третя передача, $n_1 = 1038$ об/хв;
- четверта передача, $n_1 = 1357,4$ об/хв.

Біжучі значення частоти обертання кривошипа в залежності від частоти обертання двигуна будемо фіксувати за спідометром на енергозасобі через перевідний коефіцієнт. Цей прилад приводиться в дію від вихідного зубчастого колеса, що вмонтоване в коробці перемінних передач силового агрегату. Покази спідометра протаровані відповідно до частоти обертання двигуна, передавального числа коробки передач силового агрегату, головної передачі привода коліс базової конструкції мотоцикла «Дніпро 11», а також діаметра його коліс. Тобто частоту обертання двигуна будемо визначати з оберненої задачі, користуючись перевідним коефіцієнтом.

$$n_{\text{дв}} = v_{\text{сн}} \frac{u_{\text{кппі}} u_{\text{зол}}}{\pi d_D \cdot 10^{-3} \cdot 60}, \quad (4.7)$$

де $v_{\text{сн}}$ – швидкість агрегату за показами спідометра енергозасобу, км/год.

$u_{\text{зол}}$ – передавальне число головної передачі привода коліс базової конструкції мотоцикла «Дніпро 11» [103], $u_{\text{зол}} = 4,62$;

d_D – діаметр колеса мотоцикла «Дніпро 11», $d_D = 0,69$ м.

Множник $\frac{u_{\text{кппі}} u_{\text{зол}}}{\pi d_D \cdot 10^{-3} \cdot 60}$ буде служити перевідним коефіцієнтом, який

буде мати, відповідно до передач КПП силового агрегату, чотири значення.

Загальний вираз цього коефіцієнта

$$q_i = \frac{u_{\text{кппі}} u_{\text{зол}}}{\pi d_D \cdot 10^{-3} \cdot 60}.$$

Відповідно до передач матимемо: $q_1 = 146,07$, $q_2 = 81,03$, $q_3 = 60,42$, $q_4 = 46,20$.

Тоді частота обертання кривошипа за показами приладу енергозасобу буде визначатись

$$n_{1i} = \frac{v_{cn} q_i}{u_{кппі} u_{np} u_{к}}. \quad (4.8)$$

Наведена вище методика дозволяє визначати частоту обертання кривошипа косарки за показами приладу (спідометра) енергозасобу. Це дійсний показник, який характеризується фактичними обертами двигуна. Отриманими значення частоти обертання кривошипа потрібно керуватися при виборі кінематичного режиму роботи косарки.

4.3. Проведення експерименту

В попередньому розділі було побудовано матрицю планування повного факторного експерименту типу 2^3 , табл. 3.2. Там фактори представлені в безрозмірному масштабі. Для виконання реального експерименту потрібно привести фактичні значення рівнів та інтервалів варіювання [83 – 85], табл. 4.4.

Для виконання експериментальних досліджень було використано три пари пружних елементів із приведеними в табл. 4.4 характеристиками жорсткості.

Параметр, що характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента встановлювався обертанням втулок із зовнішньою різьбовою частиною у внутрішній різьбовій частині корпуса пристрою з регульованими параметрами, рис. 4.1.

Для передавання крутного моменту спеціально виготовлено карданний вал, що одним кінцем з'єднується з пружною муфтою через з'єднувальну

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 (закінчення) роботи пружного елемента – x_3 , м	0,002	0,004	0,006	0,002

вилку, а іншим кінцем приєднується до шарніра Гука моментоміра, підключеного до вимірювальної апаратури, рис. 4.4.



Рис. 4.4. Спеціальний карданний вал

Монтаж вимірювального пристрою на робочій машині представлено на рис.4.5.



Рис. 4.5. Монтаж спеціального карданного вала на робочій машині

Експериментальні дослідження проводилися поспіль на різних ділянках, де виконували скошування культур, що відрізняються відмінною питомою роботою, яка витрачається на зрізування рослин з одиниці площі.

На рис. 4.6 представлено скошувальний агрегат у складі міні-енергозасобу, експериментального зразка косарки з розробленим пристроєм, що має регульовані параметри.

Дослідження проводилися на двох основних етапах:

- фіксували значення передаваного крутного моменту ВВП трактора до робочої машини без врахування роботи регульованого пружинного пристрою (традиційний метод скошування);
- фіксували значення передаваного крутного моменту ВВП трактора до робочої машини з врахуванням роботи регульованого пружинного пристрою.



Рис. 4.6. Польові випробування експериментального зразка косарки з розробленим пристроєм, що має регульовані параметри

За розробленим планом експерименту було проведено в одній серії вісім дослідів з п'ятьма повтореннями кожен. Загалом, вибрано сорок значень крутного моменту на приводі при фіксованій частоті обертання ВВП [97].

Для порівняння результатів з отриманих осцилограм (рис. 4.7) виділяємо максимальні значення, які заносимо в табл. 4.5.

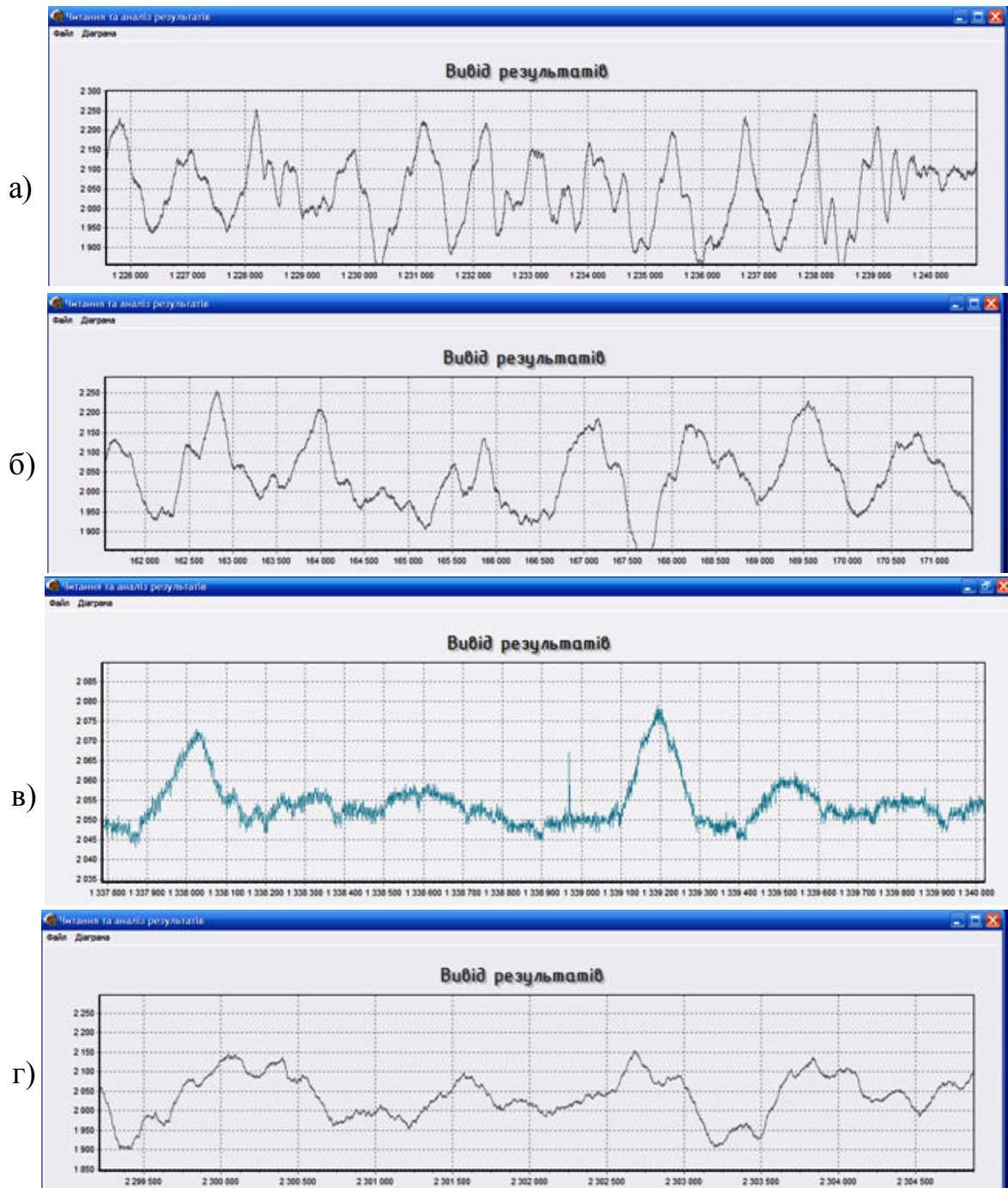


Рис. 4.7. Фрагменти осцилограм польових випробувань косарки:
 а – робота типової конструкції привода із середнім навантаженням; б –
 робота типового привода без навантаження; в – робота привода з РПП на
 холостому ходу з максимальною частотою дискретизації; г – робота привода з
 РПП при виконанні технологічного процесу.

Складаємо робочу матрицю за результатами типової серії проведених випробувань, табл. 4.5 [97].

Таблиця. 4.5

Робоча матриця

Номер дослідю	Матриця планування								Робоча матриця			Результати паралельних експериментів, y_i , Вт	Середнє значення максимальної потужності y_i , Вт
	x_0	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_1x_3	x_2x_3	$x_1x_2x_3$	Жорсткість першого пружного елемента, Н/м	Жорсткість другого пружного елемента, Н/м	Параметр, що характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента, м		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	+	+	+	-	+	-	-	-	45000	45000	0,002	2404 2385 2486 2468 2379	2424
2	+	-	+	-	-	+	-	+	35000	45000	0,002	2457 2546 2657 2378 2571	2522
3	+	+	-	-	-	-	+	+	45000	35000	0,002	2543 2358 2497 2601 2554	2511
4	+	-	-	-	+	+	+	-	35000	35000	0,002	2456 2581 2391 2534 2610	2514
5	+	+	+	+	+	+	+	+	45000	45000	0,006	2785 2910 2754 2698 2744	2778

Продовження табл.4.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
6	+	-	+	+	-	-	+	-	35000	45000	0,006	2601 2543 2701 2634 2562	2608
7	+	+	-	+	-	+	-	-	45000	35000	0,006	2951 2806 2788 3011 2840	2879
8	+	-	-	+	+	-	-	+	35000	35000	0,006	2689 2610 2811 2753 2862	2745

За результатами проведених випробувань отримано максимальні значення моменту на приводі протягом кожного циклу та при наявній кутовій швидкості ВВП переведено його значення у потужність.

4.4. Аналітичне опрацювання результатів експерименту

Для опрацювання експериментальних даних скористаємося відомими методиками, що описані в ряді праць [87, 89, 99, 104, 105].

Визначимо помилки повторних дослідів. Середньоквадратичне відхилення визначимо за виразом

$$S_i^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2}{n-1}, \quad (4.9)$$

де \bar{y} – середнє арифметичне значення параметра оптимізації з п'яти повторних дослідів, табл. 4.5.

Значення середньоквадратичного відхилення повторних дослідів занесено до табл. 4.6.

Таблиця 4.6

Дані розрахунків

Номер дослідів	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 невідповідностей використовуємо критерій Стюдента

$$\frac{y - \bar{y}}{S} \geq t, \text{ або } t_{\text{разр.}} \geq t_{\text{табл.}} \quad (4.10)$$

де t – критерій Стюдента, його значення для 5 повторних дослідів і довірчої імовірності 0,95 дорівнює 2,78 [83-84].

Визначимо розрахункове значення показника $t_{\text{разр.}}$ для порівняння з табличним значенням критерію Стюдента $t_{\text{табл.}}$, табл. 4.7.

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

$$S_{\{y\}}^2 = \frac{\sum_1^N \sum_1^n (y_i - \bar{y})^2}{N(n-1)} = \frac{\sum_1^N S_i^2}{N}. \quad (4.11)$$

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

Таблиця 4.7

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

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

$$F_{\text{расч.}} = \frac{S_{\text{max}}^2}{S_{\text{min}}^2} = \frac{S_2^2}{S_1^2} = \frac{11540}{2410} = 4,789. \quad (4.12)$$

При числах степеней вільності

$$f_5 = f_7 = n - 1 = 5 - 1 = 4.$$

$$F_{\text{табл.}} = 6,4 \text{ [84].}$$

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

Виконуємо перевірку за критерієм Кохрена

$$G = \frac{S_{\text{max}}^2}{\sum_1^N S_i^2} = \frac{11540}{60380} = 0,191 \quad (4.13)$$

В залежності від числа степенів вільності табличне значення критерію

Кохрена буде визначатися [84]

$$f_1 = n_1 - 1 = 5 - 1 = 4 \text{ і } f_2 = N = 8$$

$$G_{\text{табл.}} = 0,396$$

Умова $G < G_{\text{табл.}}$ виконується, отже, дисперсії однорідні. Рівняння математичної моделі з урахуванням парних взаємодій має вигляд (3.1)

$$\hat{y} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3.$$

Коефіцієнти регресії, розраховані за наведеними вище виразами (3.2–3.4) мають наступні 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 імовірністю $\alpha = 0,95$ знаходимо межі довірчих інтервалів для коефіцієнтів регресії

$$\Delta b_i = \pm \frac{t \cdot S_{\{y\}}}{\sqrt{N}} = \pm \frac{2.78 \cdot 86.874}{\sqrt{8}} = \pm 85,386 . \quad (4.14)$$

Повернемося назад від факторів в безрозмірному масштабі до дійсних значень змінних за виразами (3.5)–(3.6). Тоді рівняння регресії після спрощення матиме вигляд

$$y(x_1, x_2, x_3) = 0,04823x_1 + 0,06346x_2 + 459975x_3 - 0,000001586x_1x_2 -$$

$$- 7,89x_1x_3 - 14,945x_2x_3 + 0,000324x_1x_2x_3 + 433,1. \quad (4.15)$$

Далі проаналізуємо результати досліджень, представляючи їх у вигляді 3-D графіків, причому, одну змінну фіксуємо [106 – 107].

Зафіксуємо при мінімальному ($x_1 = 35 \cdot 10^3$ Н/м), середньому ($x_1 = 40 \cdot 10^3$ Н/м) та максимальному ($x_1 = 45 \cdot 10^3$ Н/м) значеннях жорсткості першого пружного елемента, а значення жорсткості другого пружного елемента (x_2) змінюватимемо в межах від мінімального значення ($35 \cdot 10^3$ Н/м) до максимального ($45 \cdot 10^3$ Н/м). Також, другою змінною буде параметр, що характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента (x_3). Його значення варіюємо аналогічно – $x_3 = 0,002 \div 0,006$ м. Представимо результат розрахунку, рис. 4.8.

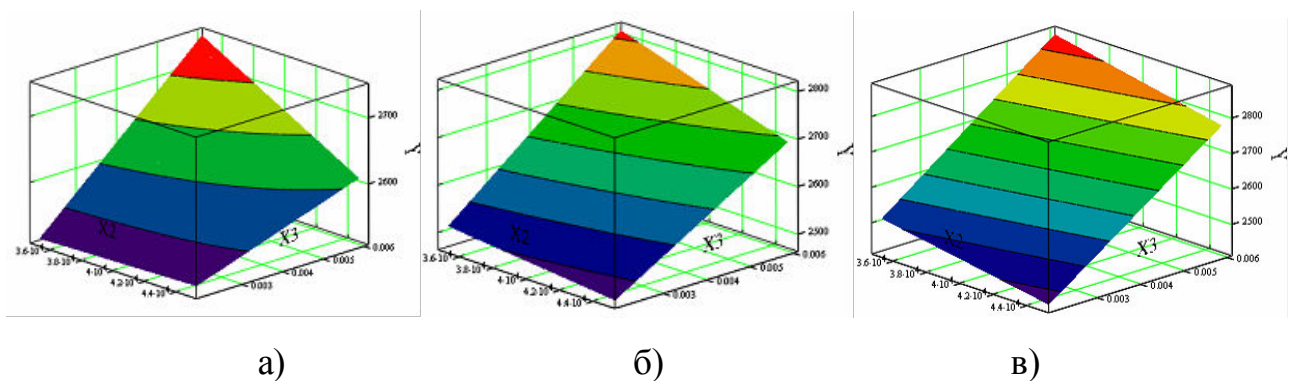


Рис. 4.8. Значення потужності (Вт) на приводі при зафіксованих значеннях жорсткості першого пружного елемента:

а – $x_1 = 35 \cdot 10^3$ Н/м; б – $x_1 = 40 \cdot 10^3$ Н/м; в – $x_1 = 45 \cdot 10^3$ Н/м.

Аналогічні дослідження проведемо при фіксуванні жорсткості другого пружного елемента, рис. 4.9.

Висновки до четвертого розділу

1. На основі розроблених та запатентованих принципових рішень було розроблено фізичну конструкцію РПП, який вмонтовано в конструкцію привода косарки для отримання ефекту енергозбереження.

2. За розробленою методикою встановлено перевідні коефіцієнти, що дозволяють визначати частоту обертання двигуна за показами спідометра енергозасобу за залежністю (4.7) відповідно до передач КПП силового агрегату ($q_1 = 146,07$, $q_2 = 81,03$, $q_3 = 60,42$, $q_4 = 46,20$), а також за залежністю (4.8) – значення частоти обертання кривошипа, якою потрібно керуватися при виборі кінематичного режиму роботи косарки.

3. Відповідно до побудованого плану експерименту, використовуючи три пари пружних елементів та розроблений спеціальний карданний вал з вмонтованим моментоміром, було отримано в одній серії вісім дослідів з п'ятьма повтореннями кожен при фіксованій частоті обертання ВВП.

4. За польовими випробуваннями експериментального зразка косарки з розробленим регульованим пружинним пристроєм отримано ряд експериментальних даних, серед яких виділено серію для найбільш поширеного режиму роботи косарки та складено робочу матрицю.

5. Провівши статистичну обробку експериментальних даних, було отримано рівняння регресії з дійсними значеннями змінних та побудовано 3-D графіки поверхонь відгуку максимальної споживаної потужності приводом косарки. Звідси випливає, що мінімальні значення споживаної потужності приводом 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 – параметрі, що характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента.

РОЗДІЛ 5

ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ТА ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЗАСТОСУВАННЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОГО ПРИВОДНОГО МЕХАНІЗМУ

5.1. Дослідження енергоефективності роботи привода та опору втомі окремих його елементів

Розроблений регульований пружинний пристрій (рис. 4.1) введено в конструкцію привода косарки і його спільна робота дозволяє значно заощадити потужність на приводі косарки. Характерною ознакою є зниження максимальних моментів (потужності) на приводі, про що засвідчують проведені експериментальні дослідження, а також виконані теоретичні розрахунки. Кореляція результатів лежить в допустимих межах, відносна похибка не перевищує 12%.

Нижче приведено ряд порівняльних таблиць та графіків, на яких представлено зміну моменту на приводі протягом одного оберту кривошипа на усталеному режимі [97].

Дослідження виконано для найбільш поширених частот ВВП трактора 540, 1000 об/хв, а також 724 об/хв – раціональна робоча частота ВВП міні-трактора, на базі якого було проведено експериментальні дослідження.

З метою уніфікації деталей регульованого пружинного пристрою в ролі пружних елементів було прийнято пружини стиску (розтягу) 1 класу, 3 розряду за ГОСТ 13768–68. Жорсткість даних елементів сформована при наявності десяти витків.

Результати розрахунків за різними варіантами поєднань значень регульованих параметрів на різних режимах роботи косарки зведено до табл. 5.1 – 5.3.

Таблиця 5.1

Зниження максимальних значень моменту привода косарки з частотою
ВВП 540 об/хв у порівнянні з базовим варіантом

Частота обертання ВВП 540 об/хв							
№ п/п	№ пружини	Жорсткість пружин, Н/м	Зазор, м	Зниження максимальних значень моменту привода у порівнянні з базовим варіантом, %			
				$\varepsilon = 150$, (Н·м)/м ²	$\varepsilon = 200$, (Н·м)/м ²	$\varepsilon = 250$, (Н·м)/м ²	$\varepsilon = 0$
1	136	21680	0	29,2	23,0	18,8	68,1
			0,002	25,4	19,6	16,1	72,3
			0,004	21,4	16,3	13,2	80,5
2	140	26340	0	25,6	21,3	17,6	51,2
			0,002	23,5	19,0	15,1	57,5
			0,004	19,5	15,8	12,5	63,8
3	144	20240	0	21,9	19,4	16,9	37,2
			0,002	25,6	20,0	16,1	44,4
			0,004	21,2	16,5	13,4	51,5
4	148	34790	0	15,0	15,4	13,7	21,4
			0,002	20,4	20,2	16,1	31,8
			0,004	19,7	17,1	16,1	42,4
5	165	39450	0	7,3	8,9	9,6	2,1
			0,002	13,5	14,5	14,2	13,1
			0,004	19,7	15,8	12,5	23,9
6	169	45790	0	-6,0	0,3	3,4	-7,7
			0,002	1,2	6,4	8,9	-9,2
			0,004	8,2	6,4	14,1	4,8*

*Примітка: при збільшенні зазору (мм) за варіантом ($\varepsilon = 0$) піковий момент привода (%) зменшується: 6 – 18,3%, 8–32,1%, 10 – 37,5%, 12–48,5%.

Таблиця 5.2

Зниження максимальних значень моменту привода косарки з частотою
ВВП 724 об/хв у порівнянні з базовим варіантом

Частота обертання ВВП 724 об/хв							
№ п/п	№ пружини	Жорсткість пружин, Н/м	Зазор, м	Зниження максимальних значень моменту привода у порівнянні з базовим варіантом, %			
				$\varepsilon = 150$, (Н·м)/м ²	$\varepsilon = 200$, (Н·м)/м ²	$\varepsilon = 250$, (Н·м)/м ²	$\varepsilon = 0$
1	2	3	4	5	6	7	8
1	136	21680	0	30,6	26,3	23,1	56,9
			0,002	27,0	23,2	20,4	52,7
			0,004	23,3	20,1	17,6	48,3
2	140	26340	0	37,4	32,9	29,0	69,2
			0,002	32,9	29,1	25,7	64,0
			0,004	28,5	25,3	22,4	58,7

Продовження табл. 5.2

1	2	3	4	5	6	7	8
3	144	20240	0	42,6	36,7	32,2	79,4
			0,002	37,7	32,4	28,5	73,5
			0,004	32,5	28,0	24,6	67,4
4	148	34790	0	46,7	42,2	37,1	78,1
			0,002	43,3	37,3	32,7	83,0
			0,004	37,4	32,2	28,3	78,5
5	165	39450	0	42,6	38,2	35,2	67,7
			0,002	46,4	39,4	36,9	73,7
			0,004	39,7	35,9	34,0	77,2
6	169	45790	0	32,7	31,1	29,4	53,6
			0,002	40,2	37,6	34,1	60,8
			0,004	39,2	35,9	29,0	67,7
			0,006	–	–	–	75,5

Таблиця 5.3

Зниження максимальних значень моменту привода косарки з частотою
ВВП 1000 об/хв у порівнянні з базовим варіантом

Частота обертання ВВП 1000 об/хв							
№ п/п	№ пружини	Жорсткість пружин, Н/м	Зазор, м	Зниження максимальних значень моменту привода у порівнянні з базовим варіантом, %			
				$\varepsilon = 150$, (Н·м)/м ²	$\varepsilon = 200$, (Н·м)/м ²	$\varepsilon = 250$, (Н·м)/м ²	$\varepsilon = 0$
1	136	21680	0	28,1	27,1	20,6	30,8
			0,002	26,0	25,0	18,2	28,5
			0,004	23,7	22,9	15,7	26,1
2	140	26340	0	33,9	27,2	18,6	37,4
			0,002	31,3	24,0	15,5	34,6
			0,004	28,8	20,9	12,4	31,8
3	144	30240	0	38,9	30,1	28,0	43,0
			0,002	36,0	26,6	28,0	38,2
			0,004	33,0	22,9	21,3	36,4
4	148	34790	0	43,0	36,7	32,2	49,4
			0,002	39,0	32,8	28,4	45,7
			0,004	34,7	22,9	24,5	41,9
5	165	39450	0	48,4	42,0	37,3	56,7
			0,002	43,7	37,5	32,9	52,3
			0,004	39,0	33,0	28,4	48,0
6	169	45790	0	55,0	48,6	42,7	66,0
			0,002	49,5	43,3	37,5	60,8
			0,004	43,8	37,8	32,2	55,8

Ілюстрацію отриманих результатів виконано для умов, що були реалізовані в ході проведення експерименту.

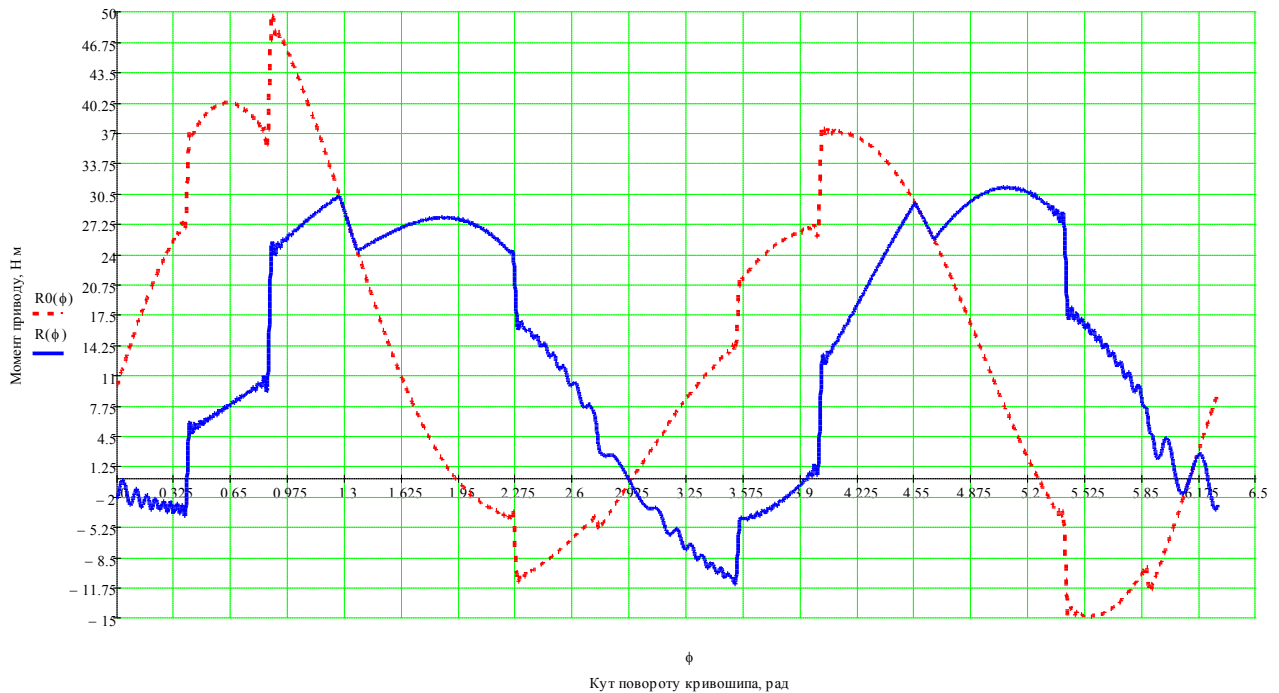


Рис. 5.1. Графіки зміни моменту на приводі косарки при навантаженні різального апарата $\varepsilon = 200 \text{ (Н} \cdot \text{м)}/\text{м}^2$

На рис. 5.1 показано суцільною лінією зміну моменту на приводі при спільній роботі з РПП. Виконуючи цілу низку такого роду досліджень, встановили, що при питомій роботі різального апарата, що витрачається на зрізування рослин з одиниці площі $\varepsilon = 200 \text{ (Н} \cdot \text{м)}/\text{м}^2$ максимальне згладжування моменту привода спостерігається при таких раціональних параметрах пристрою: жорсткість першого та другого пружного елементів становить $k_1 = k_2 = 45790 \text{ Н/м}$ (пружина № 169, десять з половиною витків), параметр, що характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента – $\delta = 0,002 \text{ м}$. Лінією, що утворена пунктиром показано зміну моменту при роботі типової конструкції привода косарки. Аналізуючи пікові значення передаваного моменту, можна констатувати, що такі значення знижуються на 37,6%.

Даний кінематичний режим різального апарата забезпечено при частоті обертання кривошипа $n_1 = 724 \text{ об/хв}$, поступальній швидкості – $\mathcal{V}_m = 2,2 \text{ м/с}$ (7,92 км/год.).

Звичайно, обраний середній режим навантаження різального апарата є пріоритетним, але потрібно проаналізувати роботу привода і на інших режимах. Найбільш актуальним є режим без навантаження ($\varepsilon = 0$), рис.5.2.

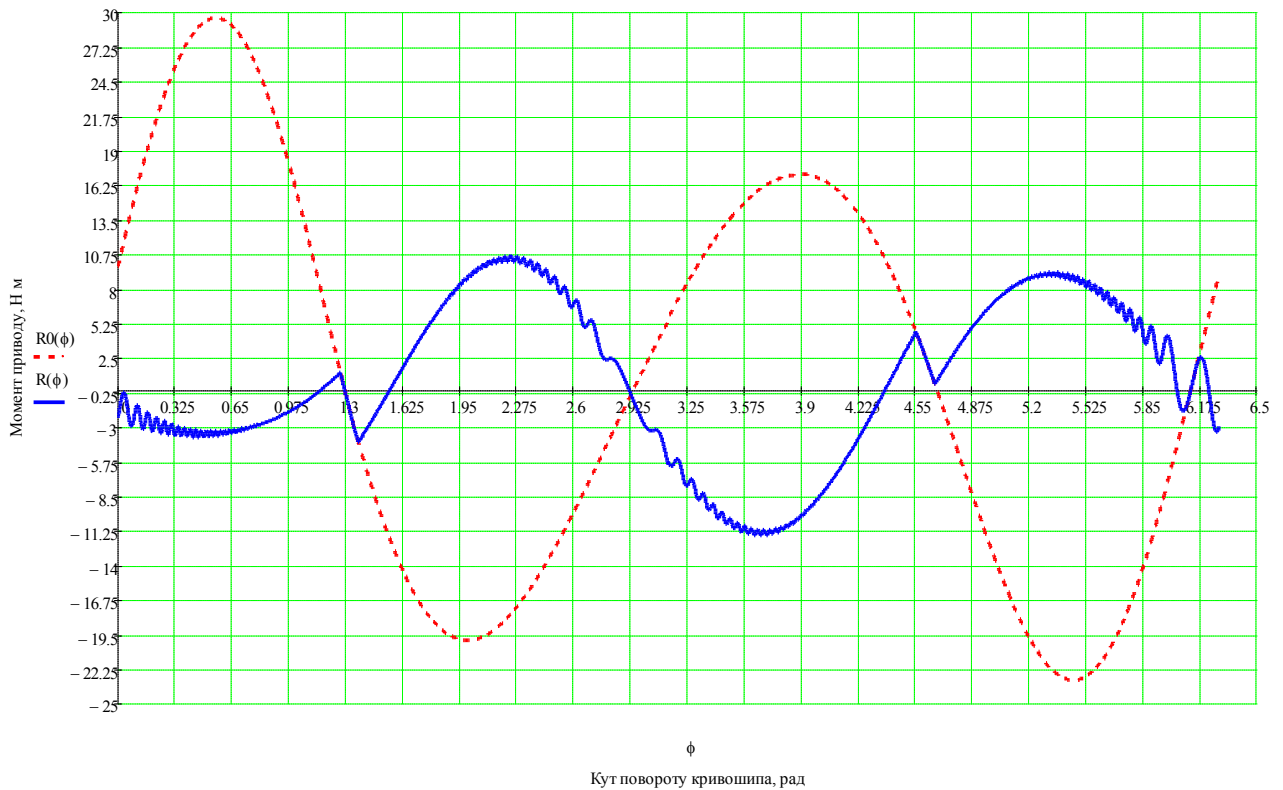


Рис. 5.2. Зміна моменту на приводі при холостій роботі різального апарата

За аналізом даного графіка, максимальні значення приводного моменту модернізованого привода знижуються на 60,8% у порівнянні з базовим варіантом.

Отримані результати свідчать про високу ефективність застосування даного пристрою з регульованими параметрами в конструкції привода косарки.

Також можна представити характер зміни навантаження на приводі при роботі різального апарата в більш легких умовах ($\varepsilon = 150 \text{ (H} \cdot \text{м)}/\text{м}^2$) у порівнянні з середнім значенням питомої роботи зрізу (рис. 5.3) та дещо важчих умовах від середнього ($\varepsilon = 250 \text{ (H} \cdot \text{м)}/\text{м}^2$), рис.5.4.

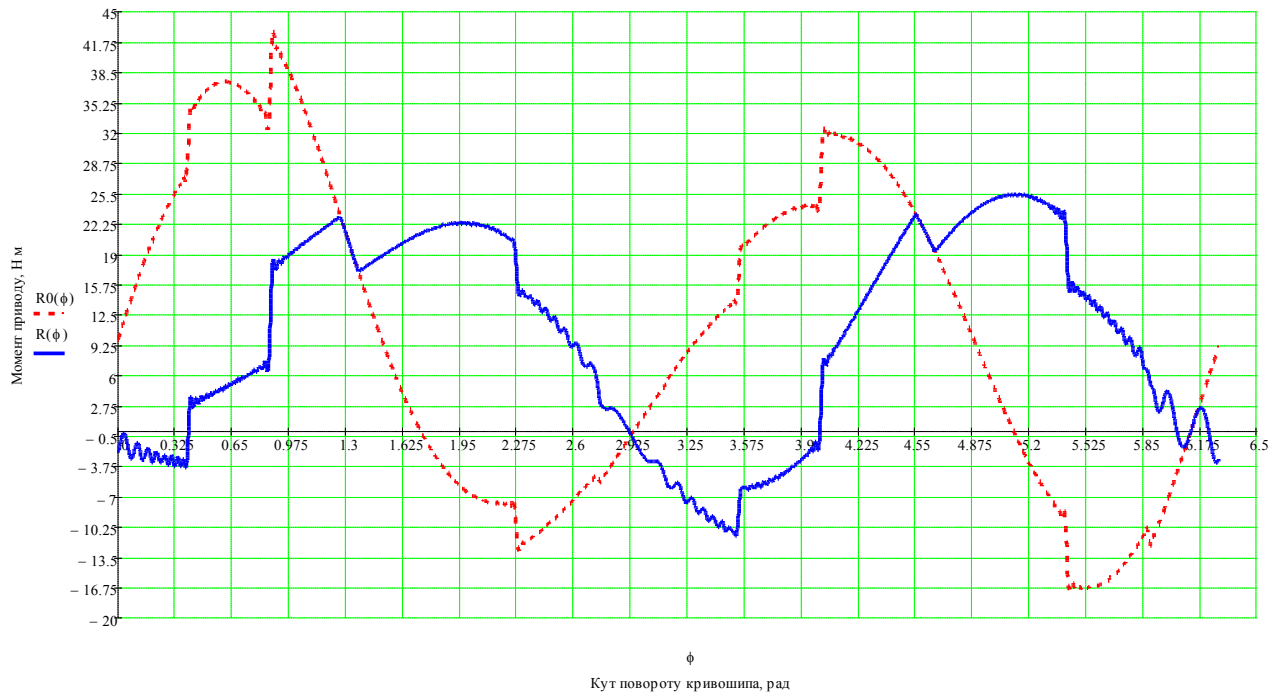


Рис. 5.3. Зміна моменту на приводі при роботі різального апарата з питомим навантаженням $\varepsilon = 150 \text{ (H} \cdot \text{м)}/\text{м}^2$

Тут максимальні значення моменту знижуються на 40,2%.

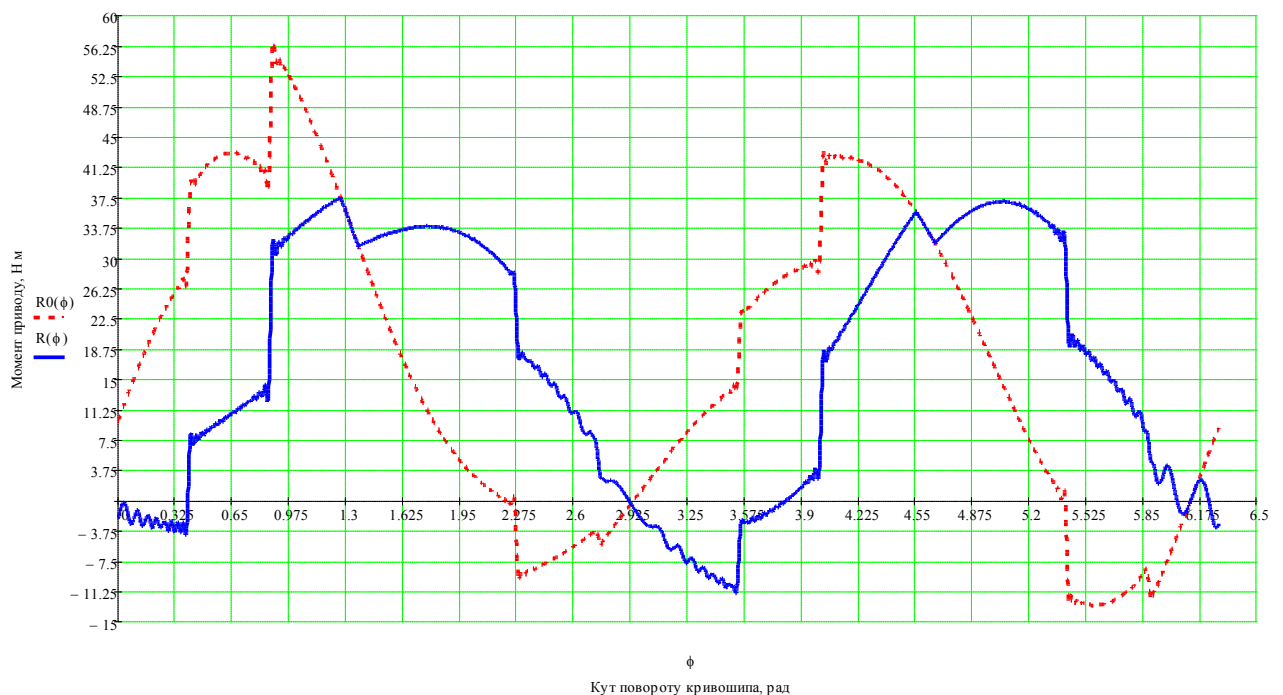


Рис. 5.4. Зміна моменту на приводі при роботі різального апарата з питомим навантаженням $\varepsilon = 250 \text{ (H} \cdot \text{м)}/\text{м}^2$

Аналогічно проходить зниження моменту привода, цей показник становить 34,1%.

Отже, в цілому можна констатувати, що робота РПП в приводі косарки сприяє зниженню максимальних значень моменту привода більше як на 30 %.

При вказаних обертах кривошипа $n_1 = 724$ об/хв система не досягає області резонансу, оскільки власна частота системи за наближеним розрахунком для найбільш жорстких пружних елементів становитиме [108–110]

$$w = \sqrt{\frac{k}{m_3}} = \sqrt{\frac{45000}{4}} = 106 \text{ 1/с.} \quad (5.1)$$

де $k = k_1 = k_2 = 45000$ Н/м.

Для найменш жорстких пружних елементів $k = k_1 = k_2 = 21680$ Н/м – $w = 73,6$ 1/с.

Частота вимушених коливань, що збуджуються кривошипно-шатунним механізмом при даному режимі роботи, становить 12,1 1/с. Для збудження резонансних коливань при вказаній жорсткості пружних елементів оберти привода повинні становити більше 6000 об/хв, або для мінімальної жорсткості – 4300 об/хв, що є неможливим для такого роду механізмів.

Зниження максимальних значень моменту привода призводить до підвищення ресурсу роботи ланок і кінематичних пар даного механізму.

Встановимо коефіцієнт запасу міцності спинки ножа.

Спинка ножа представляє собою полосу прямокутного поперечного перетину з розмірами 20x6 мм і виготовлена зі сталі 35, для якої виділимо наступні характеристики міцності: $\sigma_B = 540$ МПа, $\sigma_T = 320$ МПа, $\sigma_{-1} = 151,2$ МПа, $\psi_\sigma = 0,05$ [111].

Конструктивно спинку ножа виконано полоскою з отворами діаметром $d = 6$ мм для приєднання сегментів за допомогою заклепкового з'єднання. Даний елемент працює при дії повторно-змінних навантажень з коефіцієнтом

асиметрії циклу, що лежить в межах $-\infty < r < -1$.

Враховуючи, що отвори в спинці ножа є концентраторами напружень, то за [112] для розглядуваного поперечного перетину коефіцієнт концентрації напруження становить $\alpha_\sigma = 2,35$. Значення коефіцієнта чутливості матеріалу до концентрації напружень $q_\sigma = 0,575$ [113]. Після чого визначаємо значення ефективного коефіцієнта концентрації

$$k_\sigma = 1 + q_\sigma (\alpha_\sigma - 1) = 1 + 0,575(2,35 - 1) = 1,776. \quad (5.2)$$

За графіками [113] знаходимо коефіцієнт, що враховує якість обробки поверхні – $\beta = 0,87$ та коефіцієнт розміру стержня – $\varepsilon' = 0,8$.

Тоді ефективний коефіцієнт концентрації з врахуванням розмірів та якості обробки буде становити

$$(k_\sigma)_d = \frac{k_\sigma}{\beta \varepsilon'} = \frac{1,776}{0,87 \cdot 0,8} = 2,552. \quad (5.3)$$

Відповідно до викладок [113] для спинки ножа сегментно-пальцевого різального апарата косарки, коефіцієнт запасу міцності буде становити

$$n' = \frac{\sigma_{-1} A}{(k_\sigma)_d \frac{P_{i \max} - P_{i \min}}{2} + \psi_\sigma \frac{P_{i \max} + P_{i \min}}{2}}, \quad (5.4)$$

де $P_{i \max}$ і $P_{i \min}$ – максимальна та мінімальна сили інерції протягом циклу.

Варіюючи ($i = 1..11$) число обертів кривошипа від $n_1 = 540$ об/хв до $n_{11} = 1040$ об/хв, отримано значення коефіцієнта запасу міцності спинки ножа, які показані на графіку, рис. 5.5.

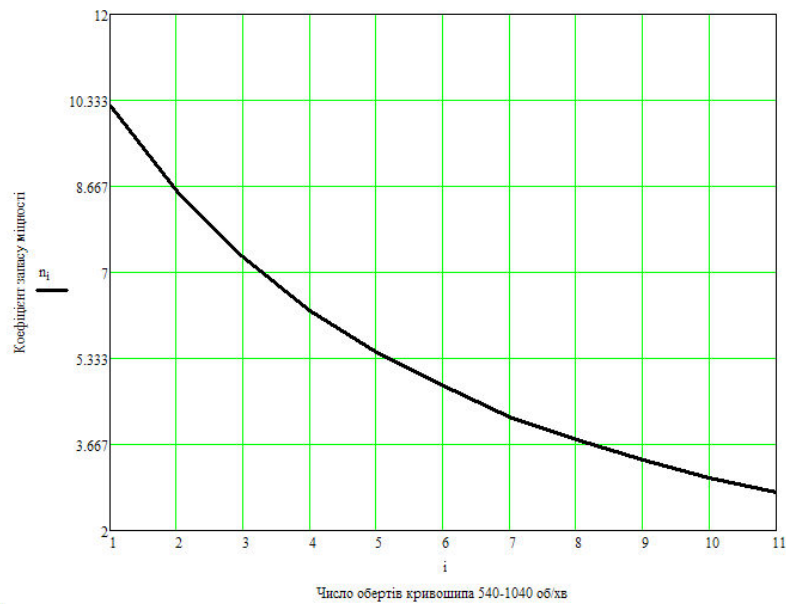


Рис. 5.5. Графік коефіцієнта запасу міцності спинки ножа при різних режимах роботи різального апарата

Отже, ефективний коефіцієнт концентрації напружень з врахуванням розмірів та якості обробки спинки ножа буде становити $(k_{\sigma})_d = 2,552$. Коефіцієнт запасу міцності спинки ножа $n' = 10,24$ при роботі косарки з частотою вала кривошипа $n_1 = 540$ об/хв та $n' = 2,75$ при перевищенні робочого діапазону частот до $n_{11} = 1040$ об/хв. Звідси видно, що спинка ножа на довільних режимах роботи матиме задовільний запас міцності. Її руйнування пояснюється значним перевантаженням (бур'яни, сторонні предмети тощо), що спричиняє критичні напруження і призводить до руйнування спинки ножа, а також тут слід враховувати втомну міцність.

Переходячи до визначення ресурсу роботи такого конструктивного елемента, потрібно правильно визначити максимальне (P_{\max}) та мінімальне (P_{\min}) навантаження протягом циклу. Скориставшись дослідженнями, що викладені в роботах [111, 114, 115] для експериментального зразка косарки при середньому режимі її навантаження максимальне навантаження становитиме $P_{\max} = 1847$ Н, мінімальне – $P_{\min} = -1300$ Н.

Для визначання максимального напруження, яке діє протягом циклу в найбільш небезпечному перетині косарки, використаємо відому формулу, яку уточнимо, ввівши поправочні коефіцієнти

$$\sigma_{\max} = \frac{P_{\max}}{A} (k_{\sigma})_d \eta, \quad (5.5)$$

де η – поправочний коефіцієнт, що враховує підвищення напружень за рахунок дії на спинку ножа згинних моментів та динамічних перевантажень, $\eta = 5$.

Площа поперечного перетину планки коси в місці приєднання сегмента становитиме

$$A = b \cdot h'' - h'' \cdot d, \quad (5.6)$$

тут b – ширина спинки ножа, $b = 0,020$ м; h'' – висота спинки ножа, $h'' = 0,006$ м; d – діаметр отвору під заклепку, $d = 0,006$ м.

Підставивши значення, отримаємо $A = 8,4 \cdot 10^{-5}$ м². Тоді максимальне напруження протягом циклу

$$\sigma_{\max} = \frac{1847}{8,4 \cdot 10^{-5}} \cdot 2,552 \cdot 5 = 280,6 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Далі перейдемо до перевірки втомної міцності спинки ножа при повторно-змінних навантаженнях.

Відповідно до міждержавного стандарту ГОСТ 158–74 «Сегменты, пластины противорежущие и полосы ножевые режущих аппаратов сельскохозяйственных машин» ресурс роботи полоси ножової або спинки ножа повинен становити два сезони. Якщо перевести це, посилаючись на нормативне напрацювання (додаток 1 Постанови кабінету Міністрів від 12 липня 2004 р. № 885 «Про затвердження Методики обчислення вартості машино-дня та

збитків від простою машин») 120 годин на сезон, то кількість циклів до руйнування повинна бути не менше $2,9 \cdot 10^7$ циклів.

Для сталі 35 при визначенні її втомної міцності було встановлено [116–120]: базова кількість циклів $N_{\sigma} = 1 \cdot 10^7$ при напруженні $\sigma = 315 \cdot 10^6$ Па, показник степеня кривої втоми $m = 9,4$.

Виходячи з цього, вирахуємо кількість циклів до руйнування спинки ножа при діючих напруженнях

$$N = N_{\sigma} \left(\frac{\sigma}{\sigma_{\max}} \right)^m = 1 \cdot 10^7 \left(\frac{315 \cdot 10^6}{280,6 \cdot 10^6} \right)^{9,4} = 2,968 \cdot 10^7 \text{ циклів. (5.7)}$$

Отже, аналізуючи отримане значення, видно, що спинка ножа має необхідний ресурс роботи і вимога ГОСТу виконується. Це означає, що на третій сезон роботи ресурс даного елемента конструкції косарки практично відсутній. І якщо до списання потрібно експлуатувати косарку шість сезонів, то спинку ножа мінятимуть тричі.

Для підвищення ресурсу роботи спинки ножа потрібно знизити діючі напруження. Це є можливим при використанні додаткового пристрою з регульованими параметрами, що утворює енергозберігаючий приводний механізм косарки [77, 121, 122], в якому на типових режимах роботи різального апарата напруження в спинці ножа зменшуються приблизно на 30 %. Це пов'язано з використанням S-подібних пружних елементів в ролі «додаткових опор».

Враховуючи це, ресурс роботи спинки ножа становитиме

$$N = N_{\sigma} \left(\frac{\sigma}{0,7\sigma_{\max}} \right)^m = 1 \cdot 10^7 \left(\frac{315 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 280,6 \cdot 10^6} \right)^{9,4} = 8,482 \cdot 10^8 \text{ циклів. (5.8)}$$

За підрахунками ресурсу роботи спинки ножа протягом шести сезонів

експлуатації косарки необхідно $1,728 \cdot 10^8$ циклів. Дана умова повністю виконується, ресурс спинки ножа забезпечиться для всього терміну експлуатації косарки до списання.

Крім того, однією з поставлених задач було зменшити вплив інерційних сил на з'єднувальний шарнір косарки сегментно-пальцевої, шляхом розробки РПП та дослідити на втомну міцність його робочий елемент [121].

Невиправдане навантаження, яке сприймається з'єднувальним шарніром, призводить до зниження ресурсу його роботи через підвищене зношування, а для привода в цілому – це зайве витрачання потужності.

На рис. 5.6 (зліва – направо) показано характер зношування шарніра (п'ятки ножа) косарки: від часткового до критичного.



Рис. 5.6. Характер зношування з'єднувального шарніра ножа

Підвищити ресурс роботи даного елемента можна шляхом зниження його навантаження. Тоді питомі тиски на контактуючих поверхнях будуть меншими, а від того, при решту рівних умов, і зношування зменшиться. Крім того, такий підхід дозволить знизити витрати потужності на привід в цілому, що є також дуже важливим.

Вирішення даного питання підтверджено використанням у приводі косарки пружних елементів для зрівноважування динамічних сил [114]. Кінетична енергія рухомих мас використовується на подолання виробничих опорів та сил тертя, а її надлишок, при контакті з пружним елементом, перетворюється в потенціальну енергію деформації пружного елемента. При переході ножа косарки через крайню точку накопичена потенціальна енергія

буде перетворюватися назад в кінетичну енергію ножа, зменшуючи тим зусилля на привод.

Основу даного пристрою (рис. 4.1) складають пружні елементи 1 – циліндричні пружини. З метою уніфікації пристрою використано стандартні циліндричні пружини за ГОСТ 13768–68, які мають необхідні жорсткості відповідно до проведених розрахунків [123].

Для встановлення приблизного ресурсу їх роботи в даному пристрої потрібно знати навантаження, якому вони піддаються, геометричні розміри та фізико-механічні властивості матеріалу, а також при визначенні втомної міцності – базову кількість циклів при заданому напруженні та показник степеня кривої втоми.

Навантаження на пружний елемент встановлено з умови їх максимальної деформації, що відповідає половині ходу ножа помноженої на відповідну жорсткість.

Матеріал пружин сталь 50ХФА (аналог 9ХС) і при визначенні її втомної міцності було встановлено [116, 119]: базова кількість циклів $N_R = 1 \cdot 10^6$ при напруженні $\tau_R = 990 \cdot 10^6$ Па, показник степеня кривої втоми $m = 19,4$.

Виходячи з цього, кількість циклів до руйнування витка пружини при діючих напруженнях визначатимемо за залежністю [112, 117]

$$N' = N_R \left(\frac{\tau_R}{\tau_{\max}} \right)^m. \quad (5.9)$$

Тоді максимальні і мінімальні дотичні напруження у виткові пружини будуть становити [115]:

$$\tau_{\max} = \frac{8k' D_p}{\pi d_p^3} P_{\max}, \quad \tau_{\min} = \frac{8k' D_p}{\pi d_p^3} P_{\min}, \quad (5.10)$$

де k' – коефіцієнт, який враховує кривизну витків і форму перетину.

Значення коефіцієнта k' для пружин із круглого дроту при індексі $c \geq 4$ можна розраховувати за формулою

$$k' = \frac{4c-1}{4c+1} + \frac{0,615}{c}, \quad (5.11)$$

тут c – індекс пружини, $c = D_p / d_p$;

D_p – середній діаметр пружини, м; d_p – діаметр дроту, м.

Тоді τ_m і τ_a визначатимуться за виразами:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}, \quad \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}. \quad (5.12)$$

Запас міцності таких пружин знаходитимемо за формулою [115]

$$n'' = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \tau_m}, \quad (5.13)$$

де ε_τ – коефіцієнт, що враховує вплив масштабного ефекту, для пружин в яких $d_p < 10$ мм, приймають $\varepsilon_\tau = 1$;

$$\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}. \quad (5.14)$$

Підставляючи значення у формули (5.10) – (5.14), отримаємо величину коефіцієнта запасу міцності пружних елементів, який повинен становити $n'' = 1,2 \div 2,2$ [112] та кількість циклів до руйнування.

Результати розрахунків для пружин стиску і розтягу 1 класу, 3 розряду за ГОСТ 13768–68 [123] представимо у вигляді табл. 5.4

Результати розрахунків ресурсу пружин

№ п/п	№ пружини	Сила пружини при максимальній деформації, Н	Діаметр дроту пружини, мм	Зовнішній діаметр пружини, мм	Кількість витків	Жорсткість пружини при максимальному робочому стиску, Н/м	Найбільший допустимий прогин одного витка, мм	Максимальне робоче навантаження, Н	Максимальне дотичне напруження, МПа	Коефіцієнт запасу міцності	Кількість циклів до руйнування, цикл
1	2	3	4	5		6	4	8	9	10	11
1	136	1250	7,0	55	10,5	20850	5,766	786,7	327,4	2,443	$2,099 \cdot 10^{15}$
2	140	1320		52	10,5	25090	5,011	955,8	376,7	2,124	$1,387 \cdot 10^{14}$
3	144	1400		50	10,0	30240	4,630	1152	437,1	2,128	$7,744 \cdot 10^{12}$
4	148	1500		48	10,0	34790	4,312	1325	483,3	1,655	$1,101 \cdot 10^{12}$
5	165	1900	8,0	55	10,0	39450	4,816	1503	420,6	1,900	$1,628 \cdot 10^{13}$
6	169	2000		52	10,5	45790	4,160	1745	462,4	1,730	$2,592 \cdot 10^{12}$

Отже, запропонована конструкція приводного механізму косарки дозволяє зменшити вплив інерційних знакозмінних сил на елементи привода, підвищуючи їх надійність та ресурс роботи. Крім того, таке конструктивне рішення забезпечить зниження затрат потужності на привод різального апарата в цілому.

Підсумовуючи ефективність роботи косарки з модернізованим приводом, перерахуємо продуктивність агрегату в цілому за формулою (1.1). Розрахунок ведемо для більш складних умов роботи – наявності сплутаних трав [18–19].

$$W = 0,19_p \cdot B \cdot \tau = 0,1 \cdot 7,92 \cdot 1,4 \cdot 0,98 = 1,09 \text{ га/год,}$$

де ϑ_p – дійсна робоча поступальна швидкість машини, $\vartheta_p = 7,92$ км/год;

B – конструктивна ширина захвату косарки, $B = 1,4$ м;

τ – коефіцієнт використання ширини захвату косарки, $\tau = 0,97$ м.

Якщо порівняти даний показник із паспортними даними, де $W = 0,74$ га/год для таких же умов, то можна констатувати підвищення продуктивності $\Delta W = 0,35$ га/год або це становить 47,3%, що є повністю задовільним результатом.

5.2. Конструктивні рішення виконання РПП

Окрім представленої конструкції РПП, що описано в другому розділі (рис. 2.17), можна запропонувати ще два конструктивні рішення.

Варіант 1 [76] (додаток Б). Приводний механізм косарки (рис. 5.7) складається з привода 1 від вала відбору потужності трактора (на кресленні не показаний) підведеного до кривошипно-шатунного механізму 2, який через з'єднувальний шарнір 3 приєднано до планки коси 4 з сегментами 5. Планка

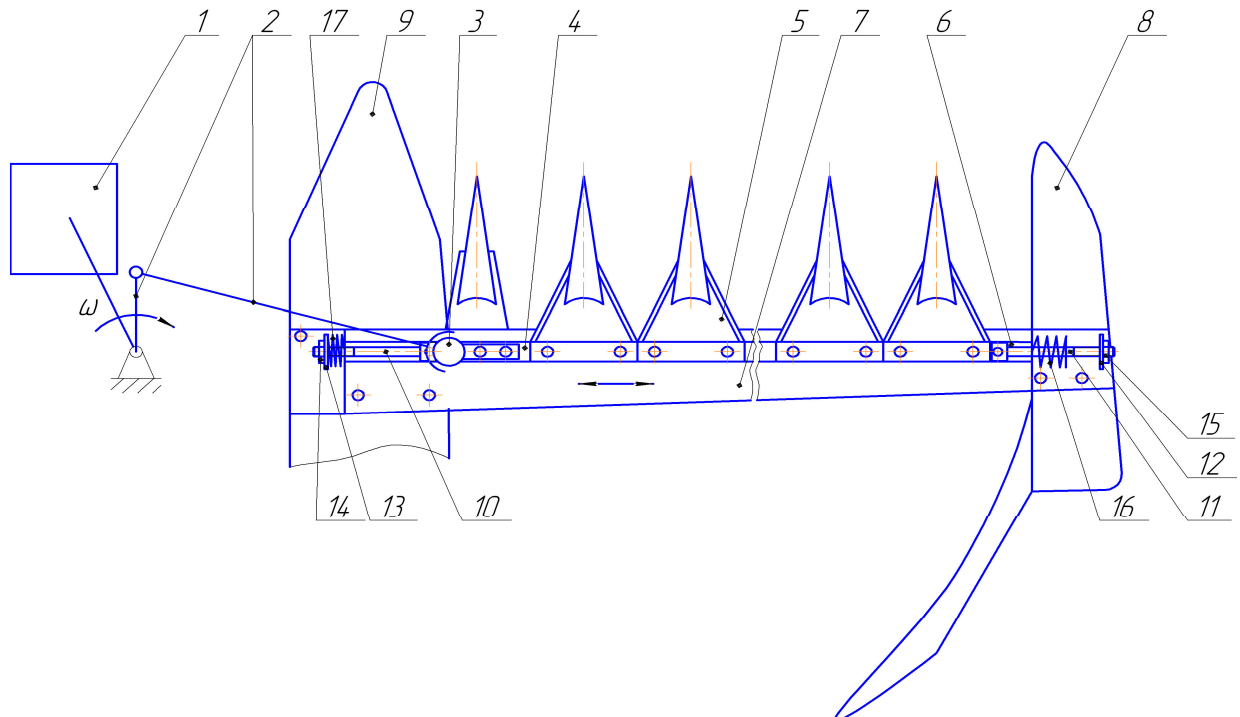


Рис. 5.7. Приводний механізм косарки (варіант 1)

коси 4 розміщена в пазах 6 пальцевого бруса 7, який обпертий на зовнішній 8 та внутрішній 9 башмаки. До країв планки коси 4 приєднано штоки 10, 11. На різьбових частинах штоків 10, 11 накручено шайби 12, 13 з фіксуючими гайками 14, 15. Шайби 12, 13 мають можливість взаємодії з пружними елементами 16, 17, що нерухомо закріплені на зовнішньому 8 та внутрішньому 9 башмаках.

Приводний механізм косарки працює наступним чином. Крутний момент приводом 1 від вала відбору потужності трактора передається до кривошипно-шатунного механізму 2, що перетворює обертовий рух у зворотно-поступальний, і через з'єднувальний шарнір 3 змушує планку коси 4 з сегментами 5 рухатися так само зворотно-поступальним рухом в пазах 6 пальцевого бруса 7. Оскільки планка коси 4 з сегментами 5 має певну масу, то при наданні цій масі швидкості виникає кінетична енергія, яка спрямована за напрямком даної швидкості, а в момент різкої зміни напрямку руху породжує інерційну силу, що має напрямок протилежний до напрямку швидкості. Це означає, що планка коси 4 з сегментами 5 набуває максимальної інерційної сили в момент її переходу через крайні «мертві» точки, коли напрямок ходу планки коси 4 змінюється на протилежний. І в той момент спостерігається максимальне навантаження на з'єднувальний шарнір 3, що надає зворотно-поступального руху планці коси 4 з сегментами 5. Причому, дане навантаження є також знакозмінним, оскільки планка коси 4 за один оберт кривошипно-шатунного механізму 2 перебуває в двох «мертвих» точках – в лівому і правому крайніх положеннях, з яких її потрібно виводити. В більш ширшому значенні – це зайве витрачання потужності привода косарки на подолання виникаючих сил інерції, причому, дана складова в сумарній потужності, що затрачається на привод є найбільшою. Тому, приєднавши до країв планки коси 4 штоки 10, 11, що мають накручені на своїх різьбових частинах шайби 12, 13 із фіксуючими гайками 14, 15, проходить взаємодія шайбів 12, 13 з пружними елементами 16, 17, які сприймають кінетичну енергію рухомої маси, перетворюючи її в потенціальну енергію деформації пружного елемента 16 при русі планки коси 4

з сегментами 5 в крайнє ліве положення і потенціальну енергію деформації пружного елемента 17 при русі в крайнє праве положення. Накопичення енергії проходить до моменту зміни напрямку руху планки коси 4. Коли остання проходить через «мертву» точку, то напрямок руху планки коси 4 і потенціальної енергії деформації співпадають і тут відбувається, так звана, «віддача» цієї енергії назад в систему. Тобто йде зворотне перетворення потенціальної енергії в кінетичну. І так при кожному напівоберті кривошипно-шатунного механізму 2. В цілому, пружні елементи 16, 17 при взаємодії з шайбами 12, 13 в кінці ходу планки коси 4 виконують роль пружних гальм, які поглинають кінетичну енергію рухомої маси, «заряджаються» і «віддають» накопичену енергію, коли планка коси 4 змінює напрямок свого руху. Відстань від шайбів 12, 13 до пружних елементів 16, 17 регулюється накручуванням шайбів 12, 13 по різьбових частинах штоків 10, 11 та фіксується відповідно гайками 14, 15. Зміна вказаної відстані та вибір жорсткості пружних елементів 16, 17 виступають як регульовані параметри для утворення коливного контуру при роботі машини на різних типах скошуваної маси.

Варіант 2 [77] (додаток В), рис. 5.8. Приводний механізм косарки

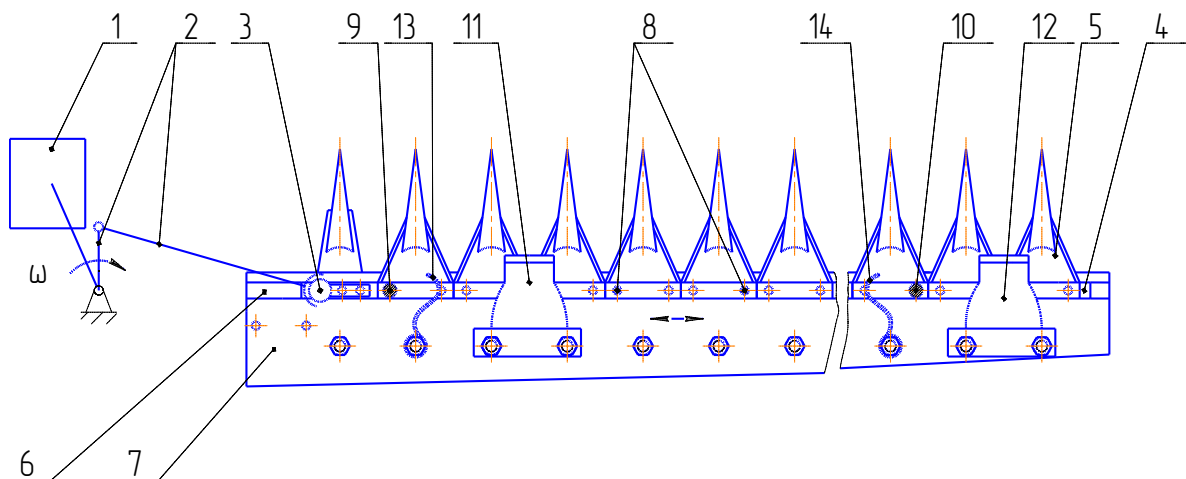


Рис. 5.8. Приводний механізм косарки (варіант 2)

складається з привода 1 від вала відбору потужності трактора (на кресленні не показаний) підведеного до кривошипно-шатунного механізму 2, який через

з'єднувальний шарнір 3 приєднаний до спинки ножа 4 з сегментами 5. Спинка ножа 4 розміщена в пазу 6 пальцевого бруса 7. Сегменти 5 приєднані до спинки ножа 4 за допомогою кріпильних елементів 8. Причому кріпильні елементи 9 і 10, які виконані у вигляді виступів (за будь-яким з відомих способів) і розміщені в проміжках між пластинами тертя 11, 12 на початку і в кінці спинки ножа 4. Крім того, вони мають можливість контакту з плоскими S-подібними пружними елементами 13, 14, які нерухомо закріплені на пальцевому брусі 7 косарки.

Даний приводний механізм працює аналогічним чином до описаного вище. Тут тільки варто відзначити, що відстань від пружних елементів 13, 14 до кріпильних елементів 9 і 10 регулюється їх положенням при закріпленні на пальцевому брусі 7. Зміна вказаної відстані та вибір жорсткості пружних елементів 13, 14 виступають як регульовані параметри для утворення коливного контуру при роботі машини на різних типах скошуваної маси та кінематичних режимах.

5.3. Інші заходи для підвищення ефективності роботи різального апарата

Відомо, що представлений різальний апарат перерізає стебла, обпираючи їх на дві опори. Сегмент діє на стебло, яке обпирається на протирізальну пластину та перо пальця. Схема такої взаємодії розглянута в роботі [29].

За теоретичним доведенням [29], при перерізанні стебла, яке лежить на двох опорах, можна наближено прийняти згин стебла як згин балки, що вільно лежить на двох опорах, рис. 5.9.

Тоді опір стеблини при перерізанні повинен бути меншим деякої величини, тобто

$$R_s < P_{ze} + m_c j_c, \quad (5.15)$$

де $P_{зг}$ – сила згину рослини;

m_c – маса стеблини;

j_c – прискорення, що надається стеблині.

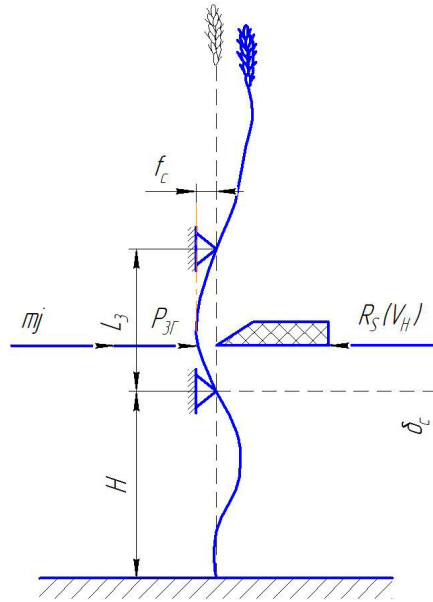


Рис. 5.9. Схема перерізання стеблини на двох опорах

Сила згину рослини

$$P_{зг} = 3f_c EJ / [l_3 \delta_c^2 (1 - \delta_c / l_3)^2], \quad (5.16)$$

тут f_c – прогин стеблини;

EJ – жорсткість стеблини;

l_3 – зазор між протирізальною пластиною та пером пальця;

δ_c – зазор між сегментом та протирізальною пластиною.

Якщо підставити значення $P_{зг}$ у вираз (5.15), то отримаємо

$$R_S < 3v_H \Delta t EJ / \left[l_3 \delta_c^2 \left(1 - \frac{\delta_c}{l_3} \right)^2 \right] + m_c v_H / \Delta t, \quad (5.17)$$

де Δt – час удару різальною кромкою сегмента допоки стебло відхилиться на величину f_c .

Звідки швидкість ножа становитиме

$$v_H > \frac{R_S}{3\Delta t EJ / \left[l_3 \delta_c^2 \left(1 - \frac{\delta_c}{l_3} \right)^2 \right] + m_c / \Delta t}. \quad (5.18)$$

Якщо проаналізувати даний вираз, то можна констатувати, що на зниження швидкості ножа суттєво впливають зазори δ_c та l_3 . Причому зменшення зазору l_3 має більш суттєвий вплив на максимальний згин стеблини, який виражається як

$$f_{\max} = \frac{P_{3z} \delta_c l_3^2 \sqrt{3}}{27 EJ} \left[1 - \left(\frac{\delta_c}{l_3} \right)^2 \right]^{3/2}. \quad (5.19)$$

Оскільки, наведений ефект має вплив на зниження швидкості ножа, що буде сприяти зниженню інерційних сил всього привода, тому для задоволення цієї мети було розроблено спеціальний палець різального апарата [124,125] (додаток Г).

В основу корисної моделі такого пальця поставлено завдання зменшити конструктивний зазор (зробити його регульованим) між нижньою протирізальною пластиною та пером, які виступають опорами при зрізанні стебла. Це зробить більш надійним защемлення стеблини в розхилі різальної пари, підвищуючи коефіцієнт тертя між стеблиною, яка перерізається та нижньою протирізальною пластиною і пером. Крім того, вказані вдосконалення дозволять не підвищувати робочу швидкість різання, а отже і заощадять зайве витрачання потужності на привод косарки.

Палець різального апарата (рис. 5.10) складається з основи 1, яка містить носок 2 та перо 3 і має приєднану нижню протирізальну пластину 4. Причому дві бокові поверхні пера 3 виконані плоскими, де закріплено верхні протирізальні пластини 5 і 6 з видовженими отворами 7 та насіченим торцем 8.

Верхні протирізальні пластини 5 і 6 мають можливість вертикального переміщення для встановлення необхідного зазору до нижньої протирізальної пластини 4.

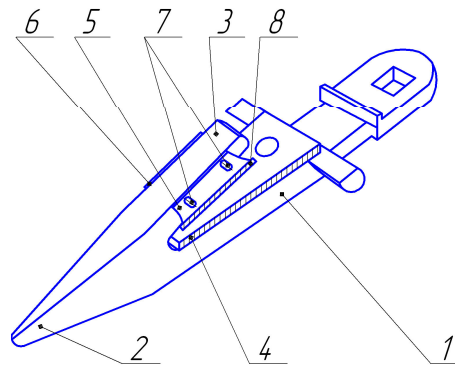


Рис. 5.10. Палець різального апарата

У сегментно-пальцевому різальному апараті різання стебел відбувається з підпором. Опорними поверхнями виступають нижня протирізальна пластина 4 та верхні протирізальні пластини 5 або 6 в залежності від напрямку руху сегментів ножа косарки. Верхні протирізальні пластини 5, 6, що закріплені на бокових поверхнях пера 3 завдяки видовженим отворам 7 можна відрегулювати на необхідний мінімальний зазор до нижньої протирізальної пластини 4 для вільного проходження сегментів ножа косарки. Зменшення цього зазору має суттєвий вплив на якість різання та зниження технологічної швидкості різання завдяки зменшенню прогину стеблини при дії сегмента ножа. Другим важливим фактором ефективності різання стебел в розхилі різальної пари є коефіцієнт тертя, що породжує силу тертя, яка виникає між верхніми протирізальними пластинами 5 або 6, нижньою протирізальною пластиною 4, стеблом та сегментом ножа і яка втримує стебло, не даючи йому висковзнути з розхилу цієї різальної пари. Підвищення коефіцієнта тертя пояснюється наявністю насіченого торця 8 на верхніх протирізальних пластинах 5, 6. Всі ці фактори: зменшення зазору (відстані між опорами) та підвищення коефіцієнта тертя допускають можливість виконання процесу якісного зрізування рослин при менших робочих швидкостях руху ножа.

Таким чином, запропонована конструкція пальця різального апарата дозволить зменшити конструктивний зазор (зробити його регульованим) між нижньою протирізальною пластиною та пером, які виступають опорами при зрізанні стебла. А також зробити більш надійним защемлення стеблини в розхилі різальної пари, підвищуючи коефіцієнт тертя між стеблиною, яка перерізається та нижньою протирізальною пластиною і пером. Крім того, вказані вдосконалення дозволять не підвищувати робочу швидкість різання, а отже і заощадять зайве витрачання потужності на привод косарки.

Використовуючи вказану конструкцію пальця, було проведено аналіз впливу зазору l_3 на зміну швидкості руху ножа та максимального згину рослини при перерізанні. Причому, параметри, які входять у вирази (5.18) та (5.19) підібрано таким чином, щоб при існуючому зазорі l_3 досягалася дійсна робоча швидкість ножа, в межах якої проходить процес різання.

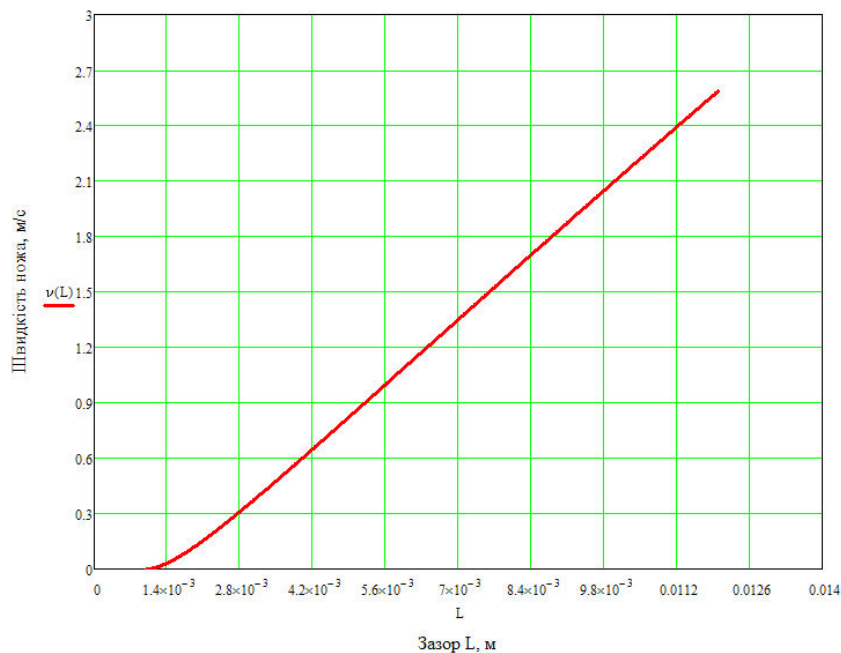


Рис. 5.11. графік зміни робочої швидкості ножа від зазору l_3

Аналогічні дослідження проведено для визначення максимального згину рослини при зрізуванні в розхилі різальної пари, рис. 5.12.

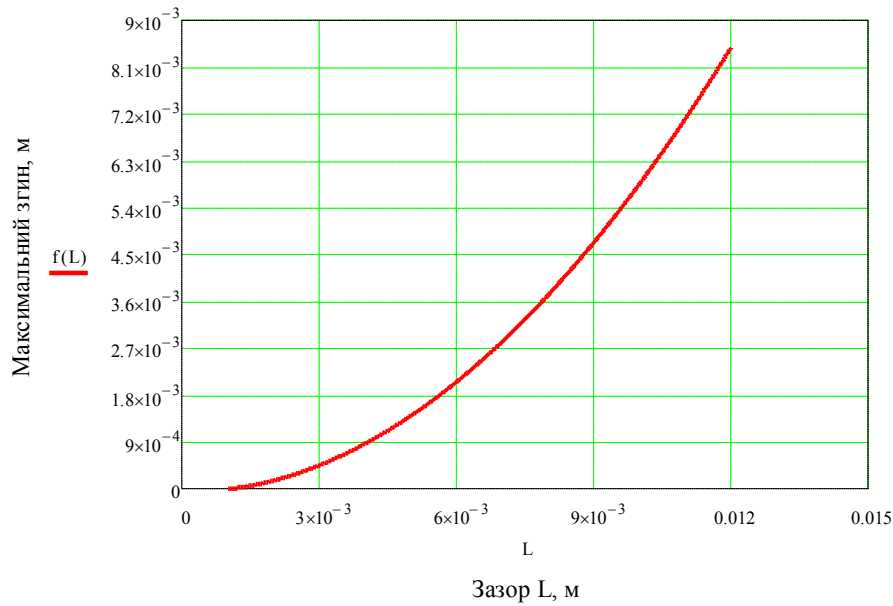


Рис. 5.12. Графік зміни максимального згину рослини від зазору l_3

Отже, як видно з графіка, рис. 5.11, що в межах існуючого зазору l_3 між протирізальною пластиною та пером пальця робоча швидкість змінюється майже прямопропорційно. А це означає, що зменшення, наприклад зазору l_3 навпіл, так само й на половину може зменшитися швидкість руху ножа, а ефект різання залишатиметься на тому самому рівні. Про це також і засвідчує наведений графік зміни максимального згину рослини, рис. 5.12.

5.4. Економічна ефективність впровадження енергозберігаючого приводного механізму косарки

При розрахунку показників економічної ефективності основними є прямі експлуатаційні витрати: відрахування на реновацію, капітальний та поточний ремонт, технічне обслуговування, оплату праці, затрати на паливно-мастильні матеріали, а також якість та кількість продукції, яку одержують від порівнювальних машин [126–129].

Економічна ефективність косарки з енергозберігаючим приводним механізмом досягається за рахунок зміни конструкції привода, а саме,

використання регульованого пружинного пристрою. Косарка збільшує свою продуктивність та зменшує момент привода різального апарата (додаток Д).

Економічну оцінку ефективності внесених змін машини виконуємо згідно “ГОСТ 23728-88. Методи економічної оцінки. Техніка сільськогосподарська” [127], шляхом порівняння затрат на базову та модернізовану машини.

Необхідні характеристики для розрахунку економічної ефективності базової і удосконаленої машин наведені у таблиці 5.5.

Таблиця 5.5

Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності базової та удосконаленої косарок

Показники	Базовий варіант	Новий варіант
1	2	3
1. Характеристики машин		
1.1 Машини, які порівнюються	КН-1,4	КН-1,4-1
1.2 Оптова ціна машин, грн.	7700	8100
1.3 Продуктивність за годину основного часу, га/год	0,74	1,09
1.4 Кількість обслуговуючого персоналу, чол.	1	1
1.5 Витрати пального, л/га	4	3,8
1.6 Марка трактора	Міні-трактор	
1.7 Ціна трактора, грн.	55000	

Продовження табл. 5.5

1	2	3
1.8 Нормативне річне завантаження, год.:		
- трактора	1800	1800
- с/г машини	120	150
2 Інші показники		
2.1 Коефіцієнт переводу оптової ціни в балансову	1,1	1,1
2.2 Коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	0,2	0,2
2.3 Відсоток відрахувань на реновацію по основній роботі:		
- на сільськогосподарську техніку;	14,3	14,3
- на трактор	12,5	12,5
2.5 Процент відрахувань на:		
- поточний ремонт і техогляд для основної роботи с/г машини;	10	10
- на капітальний ремонт;	2	2
- поточний ремонт і техогляд для основної роботи трактора	14,9	14,9
2.6 Розряд обслуговуючого персоналу на основній роботі	V	V
2.7 Погодинна ставка тракториста (з врахуванням всіх видів доплат) грн.	21	21
2.8 Ціна 1 л пального, грн.	16	16

Розрахунок затрат праці, експлуатаційних витрат і приведених витрат на базову і нову машину та енергетичний засіб подано у таблиці 5.6.

Таблиця 5.6

Розрахунок затрат праці, приведених і експлуатаційних витрат

Базовий варіант – КН-1,4	Новий варіант – КН-1,4-1	Різниця показників
1	2	3
$T_B = \frac{1}{0,74} = 1,351$ люд/га	$T_H = \frac{1}{1,09} = 0,917$ люд/га	0,434
$З_B = \frac{21}{0,74} = 28,38$ грн/га	$З_H = \frac{21}{1,09} = 19,27$ грн/га	9,11
$A_B = \frac{1,1 \cdot 7700 \cdot 0,143}{0,74 \cdot 120} = 13,64$ грн/га	$A_H = \frac{1,1 \cdot 8100 \cdot 0,143}{1,09 \cdot 150} = 7,793$ грн/га	5,847
$A_T = \frac{1,1 \cdot 55000 \cdot 0,125}{0,74 \cdot 1800} = 5,678$ грн/га	$A_T = \frac{1,1 \cdot 55000 \cdot 0,125}{1,09 \cdot 1800} = 3,854$ грн/га	1,823
$P_B = \frac{1,1 \cdot 7700 \cdot (0,1 + 0,02)}{0,74 \cdot 120} = 11,446$ грн/га	$P_H = \frac{1,1 \cdot 8100(0,1 + 0,02)}{1,09 \cdot 150} = 6,539$ грн/га	4,906
$P_T = \frac{1,1 \cdot 55000 \cdot 0,149}{0,74 \cdot 1800} = 6,768$ грн/га	$P_T = \frac{1,1 \cdot 55000 \cdot 0,149}{1,09 \cdot 1800} = 4,595$ грн/га	2,173
$P_{П.Б} = P_B + P_T =$ $= 11,446 + 6,7685 = 18,214$ грн/га	$P_{П.Н} = P_H + P_T =$ $= 6,539 + 4,595 = 11,134$ грн/га	7,08
$\Gamma_T = 4 \cdot 16 / 0,74 = 86,486$ грн/га	$\Gamma_T = 3,8 \cdot 16 / 1,09 = 55,78$ грн/га	30,707
$I_B = A_B + P_B =$ $= 13,64 + 11,446 = 25,086$ грн/га	$I_H = A_H + P_H =$ $= 7,793 + 6,539 = 14,332$ грн/га	10,753

Продовження табл. 5.6

1	2	3
$I_T = A_T + P_T + \Gamma_T + Z_B =$ $=5,678+6,768+86,486+21/0,74=$ 127,31 грн/га	$I_T = A_T + P_T + \Gamma_T + Z_H =$ $=3,854+4,595+55,78+21/1,09=$ 83,495 грн/га	43,815
$I_{П.Б} = I_B + I_T =$ $=25,086+127,31=152,396$ грн/га	$I_{П.Н} = I_H + I_T =$ $=14,332+83,495=97,827$ грн/га	54,569
$K_B = \frac{1,1 \cdot 7700}{0,74 \cdot 120} = 95,383$ грн/га	$K_H = \frac{1,1 \cdot 8100}{1,09 \cdot 150} = 54,495$ грн/га	40,887
$K_T = \frac{1,1 \cdot 55000}{0,74 \cdot 1800} = 45,42$ грн/га	$K_T = \frac{1,1 \cdot 55000}{1,09 \cdot 1800} = 30,836$ грн/га	14,585
$K_{П.Б} = K_B + K_T =$ $=95,383+45,42=140,803$ грн/га	$K_{П.Н} = K_H + K_T =$ $=54,495+30,836=85,331$ грн/га	55,472
$\Pi_B = I_{П.Б} + K_{П.Б} E =$ $=152,396+140,803 \cdot 0,2=$ $=180,556$ грн/га	$\Pi_H = I_{П.Н} + K_{П.Н} E =$ $=97,827+85,331 \cdot 0,2=$ $=114,893$ грн/га	65,663

Розрахунок річного економічного ефекту від виробництва і використання нової техніки [127, 129], винаходів і рацпропозицій у сільськогосподарському машинобудуванні та нових засобів праці довгочасного використання з кращими якісними характеристиками здійснюється розробниками і виробниками цих засобів праці за формулою

$$E_{\Phi} = \left[\Pi_B \cdot \frac{B_H}{B_B} \cdot \frac{P_{П.Б}}{P_{П.Н}} + \frac{(I'_B - I'_H) - E_H (K'_H - K'_B)}{P_{П.Н} \cdot E_H} - \Pi_H \right] \cdot A_2, \quad (5.20)$$

де Π_B – приведені затрати на одиницю базового комплексу;

Π_H – приведені затрати на одиницю нового комплексу;

B_H і B_B – відповідно річні об'єми роботи, виконувані при використанні одиниці базового і нового засобу праці, у натуральних одиницях:

$\frac{B_H}{B_B}$ – коефіцієнт обліку росту продуктивності одиниці нового засобу порівняно

з базовим;

A_2 – річний обсяг виробництва нових знарядь праці в розрахунковому році, в натуральних одиницях.

$\frac{P_{П.Б}}{P_{П.Н}}$ – коефіцієнт врахування зміни строку служби нового засобу праці

порівняно з базовим;

E_H – нормативний коефіцієнт ефективності, $E_H = 0,2$;

I'_B і I'_H – річні експлуатаційні витрати споживача при використанні ним базового і нового засобу праці у розрахунку на об'єми робіт, які виконуються з допомогою нового засобу праці. У цих затратах враховується тільки частина амортизації, яка призначена на капітальний ремонт засобів праці, тобто без врахування витрат на їх відновлення.

Виконавши розрахунки (додаток Д), встановлено, річний економічний ефект становить

$$E'_\phi = 5141 \text{ грн.}$$

Термін окупності вдосконаленої машини

$$T_{OK} = 2,7 \text{ року.}$$

Цей показник вказує на високу економічну ефективність проведеного вдосконалення. Матеріали досліджень, що виконані у дисертаційній роботі передані в конструкторське бюро ТзОВ «Лемберг Індастріал Парк» (м. Львів) для використання при проектуванні нового та вдосконаленні існуючого обладнання (додаток Е).

Висновки до п'ятого розділу

1. 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 $\varepsilon = 150$ (Н·м)/м² – 23,3÷46,7%; для середнього навантаження різального апарата ($\varepsilon = 200$ (Н·м)/м²) – 20,1÷42,2%; при роботі різального апарата з питомим навантаженням $\varepsilon = 250$ (Н·м)/м² – 17,6÷37,1%. Результати зниження максимальних значень моменту привода зведені у довідковій таблиці для користування під час експлуатації косарки при налаштуванні пристрою.

2. При дослідженні коливних процесів для елементів привода встановлено, що система не досягає області резонансу: власна частота системи 106 с⁻¹ при роботі з найбільш жорсткими пружними елементами ($k = k_1 = k_2 = 4,5 \cdot 10^4$ Н/м) та $73,6$ с⁻¹ – з найменш жорсткими елементами ($k = k_1 = k_2 = 2,2 \cdot 10^4$ Н/м) при частоті вимушених коливань $12,1$ с⁻¹ (частота кривошипа $n_1 = 724$ об/хв), а також враховуючи присутність у системі дисипативних сил. Теоретично допустиме наближення до резонансної зони можливе при обертах привода більше 6000 і 4300 об/хв відповідно, але це є неможливим для такого роду механізмів.

3. 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 –
 $N_u = 8,482 \cdot 10^8$;

- 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).

4. Ефективність роботи косарки з енергозберігаючим приводом підтверджує знайдене значення продуктивності – $W = 1,09$ га/год, що на 0,35 га/год або 47,3% більше від продуктивності, яку забезпечує базова конструкція косарки. Розрахунок проведено для більш складних умов роботи – наявності сплутаних трав. Після проведених розрахунків економічної ефективності запропонованої конструкції енергозберігаючого приводного механізму косарки сегментно-пальцевої, очікуваний річний економічний ефект складає 5141 грн на одну машину, термін окупності – 2,7 року. Це дозволяє твердити про високу ефективність даної розробки. Матеріали досліджень передані в КБ ТЗОВ «Лемберг Індастріал Парк» (м. Львів) для використання при проектуванні нового та удосконаленні існуючого обладнання.

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 $\varepsilon = 150 \text{ (Н} \cdot \text{м)} / \text{м}^2$ – 23,3÷46,7%; для середнього навантаження різального апарата ($\varepsilon = 200 \text{ (Н} \cdot \text{м)} / \text{м}^2$) – 20,1÷42,2%; при роботі різального апарата з

питомим навантаженням $\varepsilon = 250 \text{ (H} \cdot \text{м)}/\text{м}^2 - 17,6 \div 37,1\%$.

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 – $2,2 \cdot 10^4 \div 4,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$, параметр, що характеризує момент початку (закінчення) роботи пружного елемента – $0 \div 0,004 \text{ м}$, 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 с^{-1} при роботі з найбільш жорсткими пружними елементами ($k = k_1 = k_2 = 4,5 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$) та $73,6 \text{ с}^{-1}$ – з найменш жорсткими елементами ($k = k_1 = k_2 = 2,2 \cdot 10^4 \text{ Н/м}$) при частоті вимушених коливань $12,1 \text{ с}^{-1}$ (частота кривошипа $n_1 = 724 \text{ об/хв}$), 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 $n_1 = 540 \text{ об/хв}$ та $n' = 2,75$ – $n_{11} = 1040 \text{ об/хв}$; 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 ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бабій А.В. Обґрунтування конструктивних особливостей енергозберігаючого приводного механізму косарки / А.В. Бабій, Т.І. Рибак, М.В. Бабій // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. Випуск 134 “Технічний сервіс машин для рослинництва”. – Харків, 2013. – С.116-122.
2. Карпенко А.Н. Сельскохозяйственные машины / А.Н. Карпенко, В.М. Халанский. 6-е изд., перераб. и доп. – М.: Агрпромиздат, 1989. – 527 с.
3. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку: Навчальний посібник / За ред. Д.Г. Войтюка, С.С. Яцун, М.Я. Довжик – Суми: ВТД «Університетська книга», 2008. – 543 с.
4. Комаристов В.Е. Сельскохозяйственные машины [По специальности 1508 «Механизация сельского хозяйства»] / В.Е. Комаристов, Н.Ф. Дунай. 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1984. – 478 с.
5. Сисолін П.В. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студент. вищ. навч. закл. із спец. «Машини та обладн. с.-г. вир-ва» / За ред. М.І. Черновола. Кн. 2: Машини для рільництва / П.В. Сисолін, Т.І. Рибак, В.М. Сало; За ред. М.І. Черновола – К.: Урожай, 2002. – 364 с.: іл. – Бібліогр.: С.357 – 359.
6. Особов В.И. Сеноуборочные машины и комплексы / В.И. Особов, Г.К. Васильев – М.: Машиностроение, 1983. – 304 с.
7. Долгов И.А. Машини и орудия для механизации сеноуборочных работ / И.А. Долгов, И.М. Зельцерман – М.: Машгиз, 1963. – 344 с.
8. 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.
9. Бабій А.В. Аналіз конструктивних особливостей приводних

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

10. Левцев А.П. Электромеханический привод ножа косилки на базе самоходного шасси Т-16М с электромеханической трансмиссией / А.П. Левцев, К.А. Душутин // Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве: труды 6-й Междунар. науч.-техн. конф. (13–14 мая 2008 г. г. Москва, ГНУ ВИЭСХ). – М.: 2008. – Ч 2: Энергосберегающие технологии в растениеводстве и мобильной энергетике. – С. 208 – 212.

11. Кленин Н.И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины: Элементы теории рабочих процессов, расчет регулировочных параметров и режимов работы / Н.И. Кленин, В.А. Сакунов. - 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1980. – 671 с, ил. – (Учебники и учеб. пособия для высш. с-х. учеб. заведений).

12. Межотраслевая промышленная компания «Агромак» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://agramak.com/catalog/rotor/kr24m> (14.04.13).

13. Дроздов Н.И. О мощности, потребляемой режущими аппаратами при кошении трав и зерновых культур. // Тракторы и сельхозмашины, 1961, №8, С. 28–30.

14. Навеные дисковые косилки Krone [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://ruf-2.ru/d/190883/d/ec_ru.pdf (12.05.14).

15. Косилка сенментная КСФ–2.1 [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.pkf-agromash.ru/catalog/fodderharvest/mowing-machine/21> (10.02.15).

16. Herrman K. Ergebnisse beim Einsatz des Finderschneidwerks? Fingeriosen Schneidwerks und Reisekschneidwerks beim Machen von Riesellandgras. // Deutsche Agrartechnik. 1962, Н. 5. S. 212.

17. Дідух В. Ф. Ефективність використання технологічних систем в агропромисловому комплексі / В. Ф. Дідух, С. В. Буснюк // Сільськогосподарські машини. – 2013. – Вип. 24. – С. 109-118. – Режим доступу: http://nbuv.gov.ua/UJRN/silmah_2013_24_17.

18. Зангиев А.А. Эксплуатация машинотракторного парк / А.А. Зангиев, А.В. Шнилько, А.Г. Левшин – М.: Колос, 2003. – 320 с.: ил.
19. Ільченко В.Ю. Машинвикористання в землеробстві / Ю.П. Нагірний, П.А. Джолос – К.: Урожай, 1996. – 384 с.
20. Терских И.П. Надежность процесса уборки зерновых прямым комбайнированием: учебное пособие / И.П. Терских, Н.И. Овчинникова, В.М. Вильчинский – Иркутск, 2002. – 360 с.
21. Лубин М.Г. Влияние агрометеорологических условий на работу сельскохозяйственных машин и орудий / М.Г. Лубин – Л.: Гидрметеоиздат, 1983. – 177 с.
22. Барилл А.В. Широкозахватные жатвенные агрегаты / А.В. Барилл, В.А. Мещеряков – М.: Сельхозиздат, 1963. – 191 с.
23. Гаспаров А.С. Использование скоростной техники / А.С. Гаспаров, Г.С. Сверчук – М.: Колос, 1976. – 103 с.
24. Ріпецький Є.Й. Наукова концепція проектування сільськогосподарських грейферних навантажувачів [Текст] / Є.Й. Ріпецький // Науковий вісник НЛТУ України: збірник науково-технічних праць: – Львів: Вид-во РВВ НЛТУ України. – 2012. – Вип. 22.13. – С. 127 – 131.
25. Соколов Г.В. Кошение трав на повышенных скоростях // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1960, №3, С. 10–14.
26. Листопад Г.Е. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Г.Е. Листопад, А.Н. Семенов, Т.К. Демидов – М.: Колос, 1976. – 751 с.
27. Клецкин М.И. Справочник конструктора с/х машин. В 4-х томах / М.И. Клецкин – М.: Машиностроение, 1969. – Т3.
28. Босой Е.С. Режущие аппараты уборочных машин / Е.С. Босой – М.: «Машиностроение», 1967. – 167 с.
29. Босой Е.С. Теория, конструкция и расчет сельскохозяйственных машин / Е.С. Босой, О.В. Верняев, И.И. Смирнов, Е.Г. Султан-Шах – М.: Машиностроение, 1980. – 565 с.
30. Лурье А.Б. Расчет и конструирование сельскохозяйственных машин /

А.Б. Лурье, А.А. Громбчевский – Л.: «Машиностроение», 1977. – 528 с.

31. Рибарук В.Я. Сільськогосподарські машини. Практикум з розрахунку і дослідження робочих процесів / В.Я. Рибарук – Л.: За вільну Україну, 1998. – 263 с.

32. Босой Е. С, Гуторов В. И., Попов Б. А. Ход ножа режущих аппаратов уборочных машин. // Тракторы и сельхозмашины, 1964, № 5, С. 24–26.

33. Босой Е.С. Закономерности при резании стеблей сельскохозяйственных культур режущими аппаратами сегментного типа. Конструирование и производство сельскохозяйственных машин / Е.С. Босой – М.: Машгиз, 1962. стр. 99 – 113.

34. Бойко Т.В. Влияние привода режущего аппарата на производительность и качество работы жатвенной машины.: Дисс. ... канд. тех. наук. – БГСХА, 1975. – 182 с.

35. Рустамов С.И. Высокопроизводительные режущие аппараты сельскохозяйственных уборочных машин / С.И. Рустамов – Киев, Донецк: Высш. шк., 1985. – 95 с.

36. Горбунов М.П. Изучение работы лезвий косилки с двойным ходом ножа // Сб. научно-технических работ МИМЭСХа – М.: 1952. стр. 57-64.

37. Турбин Б. И. Снижение вибрации и шумов в сельскохозяйственных машинах [Текст] / Б.И. Турбин, В.Н. Дроздов. – М.: Машиностроение, 1976. – 224 с.

38. Турбин Б.Г. Сельскохозяйственные машины. Теория и технологический расчет / Б.Г. Турбин, А.Б. Лурье, С.М. Григорьев – Л.: Машиностроение, 1967. – 577 с.

39. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко – М.: «Наука», 1967. – 442 с.

40. Богданов И.И. Исследование вопросов проектирования, нарезания и применения одного из видов некруглых зубчатых колес. Дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук. [Рукопись], М., 1964, 237 л.

41. Алферов С.А. Динамика зерноуборочного комбайна / С.А. Алферов – М.: «Машиностроение», 1973. – 256 с.
42. Босой, Е.С. Составление дифференциальных уравнений движения агрегата «Трактор-косилка». Механизация и электрификация сельского хозяйственного производства, зерноград, 1970, № 13. – 108–114 С.
43. Геронимус Я.Л. О применении методов Чебышева к задаче уравнивания механизмов / Я.Л. Геронимус – ОГЙЗ Гостехиздат, 1948. – 148 с. ил.
44. Левитская О.Н. Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский – М.: Машиностроение, 1988. – 560 с.
45. Артоболевский И.И. Основные вопросы динамики кривошипно-шатунных механизмов сельскохозяйственных машин. – В кн.: Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин. М.-Л.: Сель-хозгиз, 1935, с. 232-261.
46. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский: Учеб. для вузов – М.: Наука, 1988. – 640 с.
47. Эпов Н.В. К задаче уравнивания механизмов режущих аппаратов уборочных машин. Исследование рабочих органов с.-х. машин. Ростов–на–Дону. Изд–во «Молот», 1965, с. 72–83.
48. Mewes E. Massenkrafte in Landmaschinen und Ausgleich. // Grundlagen der Landtechnik. 1955. Н 6. S. 126...130.
49. Stroppe Th. Analytische Betrachtung der Massenwirkungen in einem schleppermahwerk. // Landtechnische Forschung. 1958.Н. 5. S. 177...197.
50. Regge H. Versuche zur Verminderung der dynamischen Beanspruchung des Mahhachselers E065 durch freie Massenkrafte. // Deutsche Agrartechnik. 1961. Н 1. S. 174.
51. 72 А. с. 1547755 СССР, 1 (М)5 А 01 D 34/39. Привод режущего аппарата косилки / 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.
52. 73 А. с. 1586587 СССР, А 1 (51)5 А 01 D 34/02. Режущий аппарат /

Н.П. Барабан, Ю.И. Бабенко, С.В. Никольский. – № 4300448/30-15; заявл. 25.08.87; опубл. 23.08.90, Бюл. № 31.

53. Пат. 2288566 Российская Федерация, МПК⁷ А01D34/13. Режущий аппарат уборочной машины / Хайбуллин Р.Р., Константинов М.М.; заявитель и патентообладатель Оренбургский государственный аграрный университет. Бюл.34 М., 2006.

54. Хайбуллин Р.Р. Обоснование конструктивных и режимных параметров механизма привода режущего аппарата с упругими элементами.: дис. канд. тех. наук. Оренбургский ГАУ, 2006 – 162 с.

55. Пат. 2147166 Российская Федерация, МПК⁷ А01D34/13. Режущий аппарат косилки / Балашо В.П., Анискин В.И., Соболев Г.В., Себежко Н.С.; заявитель и патентообладатель Всерос. науч.-исслед. ин-т механизации сельск. хоз. – № 99100730/13; заявл. 11.01.1999; опубл. 10.04.2000, Бюл. №4.

56. Пат. 2021668 Российская Федерация, МПК⁷ А01D34/76. Привод двухножевого режущего аппарата / Бойко Л.И., Пресняков Г.А., Михалькеевич И.В., Рыбаков Г.В.; заявитель и патентовладелец Институт надежности машин АН Беларуси. – № 4903404/15; заявл. 22.01.1991; опубл. 30.10.1994, Бюл. №10.

57. Бабій А.В. Дослідження кінематичних параметрів приводного механізму сегментно-пальцевого різального апарату / А.В. Бабій, М.В. Бабій, А.Й. Матвійшин // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. Випуск 134 “Технічний сервіс машин для рослинництва”. Харків, 2013. – С.123-129.

58. Турбин Б.И. Теория механизмов и машин / Б.И. Турбин, В.Д. Карлин – М.: «Высшая школа», 1968. – 336 с.

59. Белоконев И.М. Механика машин. Расчеты с применением ЭЦВМ / И.М. Белоконев – К.: «Вища школа», 1978. – 232 с.

60. Дубовик В.П. Вища математика: Навч. посібник / В.П. Дубовик, І.І. Юрик – К.: Вища шк., 1993. – 648 с.

61. Дифференциальное и интегральное исчисления / Н.С. Пискунов: Учеб. для втузов. В 2-х т. Т.1: – М.: Интеграл-Пресс, 2001. – 416 с.

62. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления / Н.С. Пискунов: Учеб. для вузов. В 2-х т. Т.2:–М.: Интеграл-Пресс, 2004.–544 с.
63. Лололенко А.К. Определение усилий, действующих на элементы режущих аппаратов при срезе толстостебельных культур. // Сельхозмашина, 1956, № 9, С 19–21.
64. Новожилов И.В. Типовые расчеты по теоретической механике на базе ЭВМ / И.В. Новожилов, М.Ф. Зацепин: Учеб. пособие для вуз. – М.: Высш. шк., 1986. – 136 с.
65. Фролов К.В. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов: Учеб. для вузов – М.: Высш. школа, 1980. – 446 с.
66. 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”, 20-21 листопада 2013 року. Том 1. ТНТУ, Тернопіль, 2013. – С.29.
67. Желиговский, В.А. Экспериментальная теория резания лезвием / В.А. Желиговский. Труды Московского института механизации и электрификации сельского хозяйства – М.: 1941. – 27 с.
68. Босой Е. С. Скорость резания стеблей сельскохозяйственных культур // Сельхозмашина, 1953, № 4, С. 19–22.
69. Рустамов С. И. Физико-механические основы скоростного резания стеблей сельскохозяйственных растений. – Докл. ВАСХНИЛ, М.: Колос, 1983, №4, С. 8–12.
70. Резник Н.Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов / Н.Е. Резник – М.: Машиностроение, 1975. – 311 с.
71. 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.

72. Толстов Г.П. Ряды Фурье / Г.П. Толстов – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1980. – 384 с.
73. Воробьев Н.Н. Теория рядов / Н.Н. Воробьев – М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1970. – 204 с.
74. 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.
75. Деклараційний патент України на корисну модель 92982 A01D 34/00 (2014.01). Привідний механізм косарки / Бабій А.В., Бабій М.В.; заявник і власник ТНТУ: заявл. 10.09.2014 u201404200; опубл. 10.09.2014, Бюл. № 17.
76. Бабій А.В. Привідний механізм косарки/ Бабій А.В., Рыбак 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.
77. Деклараційний патент України на корисну модель 86797 A01D 34/00. Привідний механізм косарки / Бабій А.В., Рыбак Т.І., Бабій М.В.; заявник і власник ТНТУ: заявл. 15.07.2013 u201308853; опубл. 10.01.2014, Бюл. № 1.
78. Бабій А. Динамічна модель енергозберігаючого приводного механізму косарки / А. Бабій, М. Бабій // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. Випуск 145 “Технічний сервіс машин для рослинництва”. – Харків, 2014. – С.112-118.
79. Бать М.И и др. Теоретическая механика в примерах и задачах. Учеб. пособ. для вузов. В 2-х т. /М.И.Бать, Г.Ю.Джанелидзе, А.С. Кельзон. – 9-е изд., перераб. – М.: Наука, 2007. – 670 с.
80. Яблонский А.А. Курс теоретической механики / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова. Учеб.пособие для вузов: 13-е изд., исправ. – М.: Интеграл-Пресс, 2009. – 603с.
81. Босой Е.С. Уравновешивание силы инерции в режущем аппарате косилки КС-10. Вопросы сельскохозяйственного машиностроения / Е.С. Босой // Материалы Республиканской научно-технической конференции. – Киев, Гостехиздат УССР, 1955. С. 255-262.

82. Верховский А.В. Динамические явления, возникающие в механизме сенокосилки в случае внезапного защемления ножа / А.В. Верховский, С.Н. Ярмоленко – Сельхозмашины, 1930. № 7. – С.15-23.
83. 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.
84. Джонсон Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке: Методы планирования эксперимента / Н. Джонсон, Ф. Лион – М.: Мир, 1981. – 520с.
85. Мельников С.В. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов / С.В. Мельников, В.Р. Алешкин, П.М. Рощин. 2-е изд. перераб. и доп. – Л.: Колос, 1980. – 168 с.
86. Барабашук В.И. Планирование эксперимента в технике / В.И. Барабашук, Б.П. Креденцер, В.И. Мирошниченко. Под ред. Б.П. Кременцера – К.: Техніка, 1984. – 526с.
87. Тихомиров В.Б. Планирование и анализ эксперимента (при проведении исследований в легкой и текстильной промышленности) / В.Б. Тихомиров – М.: Легкая индустрия, 1974. – 262 с.
88. Фирсов М.М. Планирование эксперимента при создании сельскохозяйственной техники / М.М. Фирсов – М.: Издательство МСХА, 1999. – 128 с.
89. Юдин М.И. Планирование эксперимента и обработка его результатов / М.И. Юдин – Краснодар: КГАУ, 2004. – 239 с.
90. Рибак Т. Експериментальні дослідження приводу косарки / Т. Рибак, М. Бабій, А. Бабій // Тези доповідей XVIII-ї наукової конференції Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя, 29-30 жовтня 2014 року. – С.84-85.
91. Высоцкий А.А. Динамометрирование сельскохозяйственных машин / А.А. Высоцкий – М.: Машиностроение, 1968. – 290 с.
92. Справочник конструктора сельскохозяйственных машин. Под ред.

канд. техн. наук М.И. Кльоцкина. Т.4 – М.: «Машиностроение», 1969. – 536 с.

93. Универсальная регистрирующая система для исследования динамической нагрузки сельскохозяйственных машин. Техническое описание и инструкция по эксплуатации – К.: 2005. – 32 с.

94. Бородский В.З. Введение в факторное планирование эксперимента / В.З. Бородский – М.: Наука, 1976. – 220с.

95. 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.

96. Дідух В.Ф. Дослідження руху частинки органо-мінеральних добрив по формуючій поверхні / В.Ф. Дідух, В.В. Тарасюк // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. Вип. 10 т.2. (59). – Вінниця: Видавничий центр ВНАУ, 2012. – С. 84 – 88

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

98. Синяева О. К вопросу планирования эксперимента на базе прикладного пакета EXCEL / Ольга Синяева, Алексей Завгородний, Александр Обуховост // Motrol, 2013. – Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. – Lublin. Tom 15, № 7. – С.199–204.

99. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика / В.Е. Гмурман – М.: Высшая школа, 1977. 479 с.

100. Погорелый Л. В. Испытания сельскохозяйственной техники: научно-методические основы оценки и прогнозирования надежности сельскохозяйственных машин / Л.В. Погорелый, В.Я. Анилович – К.: «Феникс», 2004. – 208 с.

101. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин / В.Т. Павлище – К.: Вища шк., 1993. – 556 с.

102. Иванов М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов – М.: Высш. шк., 1991. –

383 с.

103. Мотоцикл «Днепр 11». Руководство по эксплуатации. Внешторгиздат, 1992. – 104 с.
104. Вольф В.Г. Статистическая обработка опытных данных / В.Г. Вольф – М.: Колос, 1966. – 255 с.
105. Иванова В.М. Математическая статистика / В.М. Иванова – М.: Высш. школа, 1981. – 371 с.
106. Дьяконов В.В. Mathcad 2001: учебный курс / В.В. Дьяконов – СПб.: Питер, 2001. – 624 с.
107. Михайлов М.И. Математическое моделирование и САПР процессов резания и инструментов: Учеб. пособие для вуз. / Под редакцией М.И. Михайлова – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2004. – 247 с.
108. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. Учебное пособие для вузов / Я.Г. Пановко – М.: «Наука», 1980. – 272 с.
109. Светлицкий В.А. Случайные колебания механических систем / В.А. Светлицкий – М.: Машиностроение, 1976 (Биб-ка расчетчика). – 216 с.
110. Бабицкий В.И. Принципы динамического гашения колебаний. – В кн.: Вибрации в технике. – М.: Машиностроение, 1981, т.6, С. 326-362, ил.
111. Бабій А.В. Дослідження впливу конструкторсько-технологічних факторів на запас міцності спинки ножа косарки / Бабій А.В., Бабій М.В. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. Випуск 134 “Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва”. – Харків, 2013. – С.187-192.
112. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
113. Соппротивление материалов / Под ред. акад. АН УССР Писаренко Г.С. – К.: Вища шк. Головное изд-во, 1986. – 775 с.
114. Бабій А. Підвищення надійності привідного механізму косарки / А.В. Бабій, М.В. Бабій // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. Випуск 151 “Проблеми надійності

машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва”. – Харків, 2014. – С.228-232.

115. 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.

116. Трощенко В.Т. Сопротивление усталости материалов и сплавов. Справочник в 2-х томах / В.Т. Трощенко, Л.А. Сосновский – К.: Наукова думка, 1987. – 1336 с.

117. Орлов П.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие. В 2-х кн. Кн. 1 / Под ред. П.Н.Учаева. – Изд. 3-е, испр. М.: Машиностроение, 1988. – 560 с.

118. Терентьев В.Ф. О пределе выносливости металлических материалов / В.Ф. Терентьев // Науковий журнал Запорізького національного технічного університету «Нові матеріали і технології в металургії та машинобудуванні» №1, 2007. – С.32-38.

119. Q.Y. Wang et al. Effect of inclusion on subsurface crack initiation and gigacycle fatigue strength / Q. Wang, C. Bathias, N. Kawagoishi, Q. Chen / International Journal of Fatigue 24 (2002) 1269-1274.

120. P. V. Popovich. Influence of Organic Fertilizers on the Corrosion-Electrochemical Characteristics of Low-Carbon Steels / P. V. Popovich, L.A. Mahlatyuk, R.B. Kupovych // Materials Science.–2014.–Vol. 50, 2–P. 284-289.

121. 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.

122. 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.

123. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя / В.И. Анурьев в 3-х т. Т3. – 5-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 557 с.

124. Деклараційний патент України на корисну модель 92054 A01D 34/02 (2006.01). Палець ріжучого апарату / Бабій А.В., Бабій М.В.; заявник і власник ТНТУ: заявл. 25.07.2014 u201402297; опубл. 25.07.2014, Бюл. № 14.

125. 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.

126. Великанов К.М. Расчет экономической эффективности новой техники / К.М. Великанов. 2-е изд. – М.: 1990. – 420с.

127. ГОСТ 23728-88, ГОСТ 23729-88, ГОСТ 23730-88. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки – М: Стандарт, 1989.

128. Методика определения экономической эффективности использования в сельском хозяйстве результатов научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. Под рук. Академика ВАСХНИЛ Г.М. Лозы – М.: Россельхозиздат, 1984. – 104 с.

129. Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений – М.: ВНИИПИ, 1986. – 52 с.

ДОДАТКИ

Додаток А



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **92982** (13) **U**
 (51) МПК (2014.01)
A01D 34/00

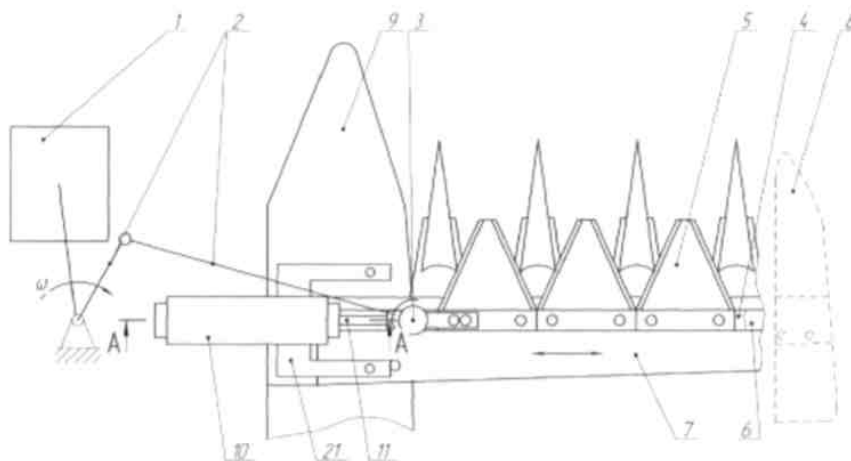
ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2014 04200	(72) Винахідник(и): Бабій Андрій Васильович (UA), Бабій Марія Василівна (UA)
(22) Дата подання заявки: 18.04.2014	(73) Власник(и): ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ, вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.09.2014	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.09.2014, Бюл.№ 17	

(54) ПРИВІДНИЙ МЕХАНІЗМ КОСАРКИ**(57) Реферат:**

Привідний механізм косарки складається з приводу від вала відбору потужності трактора, підведеного до кривошипно-шатунного механізму, який через з'єднувальний шарнір приєднано до спинки ножа з сегментами, що розміщена в пазах пальцевого бруса, обпертого на зовнішній та внутрішній башмаки. Механізм обладнаний пристроєм з регульованими параметрами, який виконано у вигляді штока, що приєднаний до спинки ножа зі сторони кріплення з'єднувального шарніра. Цей пристрій має можливість взаємодії з шайбами, вільний рух яких обмежено пружними елементами, що зафіксовані спеціальними гайками, які вкручені у втулки. Втулки своєю зовнішньою різьбовою частиною мають можливість переміщення різьбовим з'єднанням в корпусі пристрою з регульованими параметрами, який з допомогою кріпильних елементів встановлено у внутрішньому башмаку привідного механізму косарки.



Фиг. 1

UA 92982 U

Додаток Б



УКРАЇНА

(19) **UA** (11) **86536** (13) **U**
 (51) МПК
A01D 34/30 (2006.01)

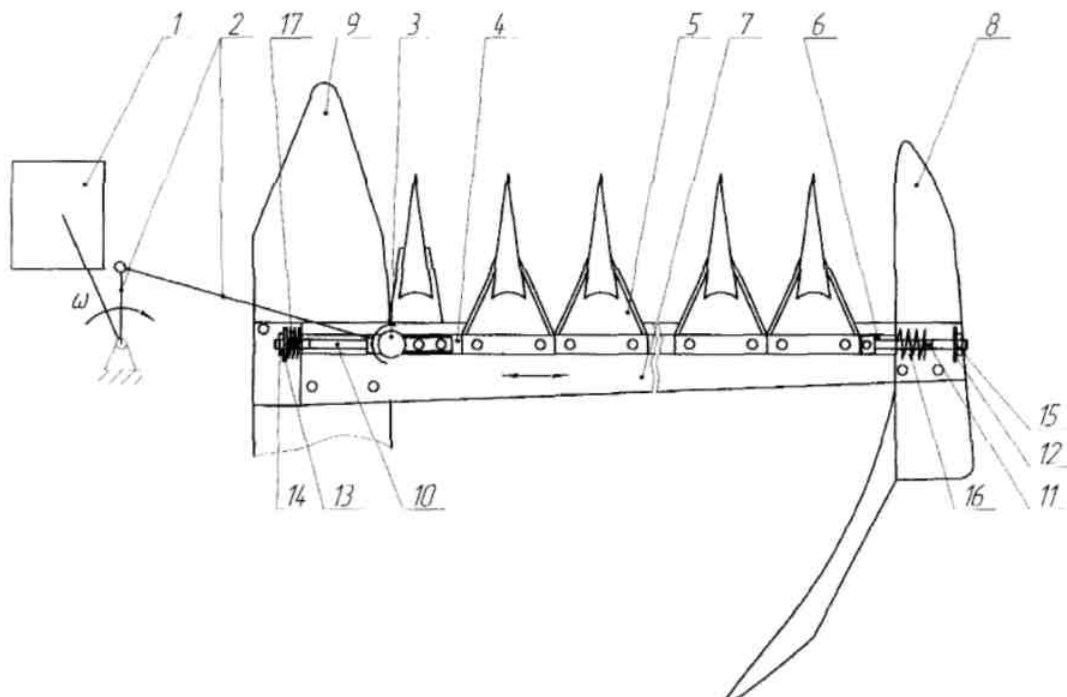
ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
 ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
 ВЛАСНОСТІ
 УКРАЇНИ

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2013 03244	(72) Винахідник(и): Бабій Андрій Васильович (UA), Рибак Тимофій Іванович (UA), Бабій Марія Василівна (UA)
(22) Дата подання заявки: 18.03.2013	(73) Власник(и): ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ, вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.01.2014	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.01.2014, Бюл.№ 1	

(54) ПРИВІДНИЙ МЕХАНІЗМ КОСАРКИ**(57) Реферат:**

Привідний механізм косарки складається з приводу від вала відбору потужності трактора, підведеного до кривошипно-шатунного механізму, який через з'єднувальний шарнір приєднано до планки коси з сегментами, що розміщена в пазах пальцевого бруса, обертого на зовнішній та внутрішній башмаки. До країв планки коси приєднано штоки, на різьбових частинах яких накручено шайби з фіксуючими гайками з можливістю взаємодії з пружними елементами, що нерухомо закріплені на зовнішньому та внутрішньому башмаках.



UA 86536 U

Додаток В



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

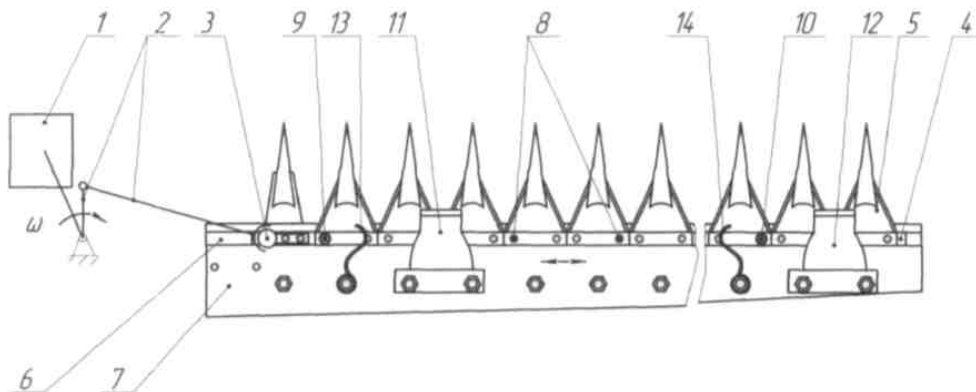
(19) **UA** (11) **86797** (13) **U**
(51) МПК (2013.01)
A01D 34/00

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2013 08853	(72) Винахідник(и): Бабій Андрій Васильович (UA), Рибак Тимофій Іванович (UA), Бабій Марія Василівна (UA)
(22) Дата подання заявки: 15.07.2013	(73) Власник(и): ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ, вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 10.01.2014	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 10.01.2014, Бюл.№ 1	

(54) ПРИВІДНИЙ МЕХАНІЗМ КОСАРКИ**(57) Реферат:**

Привідний механізм косарки складається з приводу від вала відбору потужності трактора підведеного до кривошипно-шатунного механізму, який через з'єднувальний шарнір приєднано до спинки ножа, що розміщена в пазу пальцевого бруса і має змонтовані за допомогою кріпильних елементів сегменти та обмежена пластинами тертя. В проміжках між виконані у вигляді виступів з можливістю контакту з плоскими S-подібними пружними пластинами тертя, на початку і в кінці спинки ножа, два кріпильних елементи сегментів елементами, які нерухомо закріплені на пальцевому брусі косарки.



UA 86797 U

Додаток Г



ДЕРЖАВНА СЛУЖБА
ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ
ВЛАСНОСТІ
УКРАЇНИ

УКРАЇНА

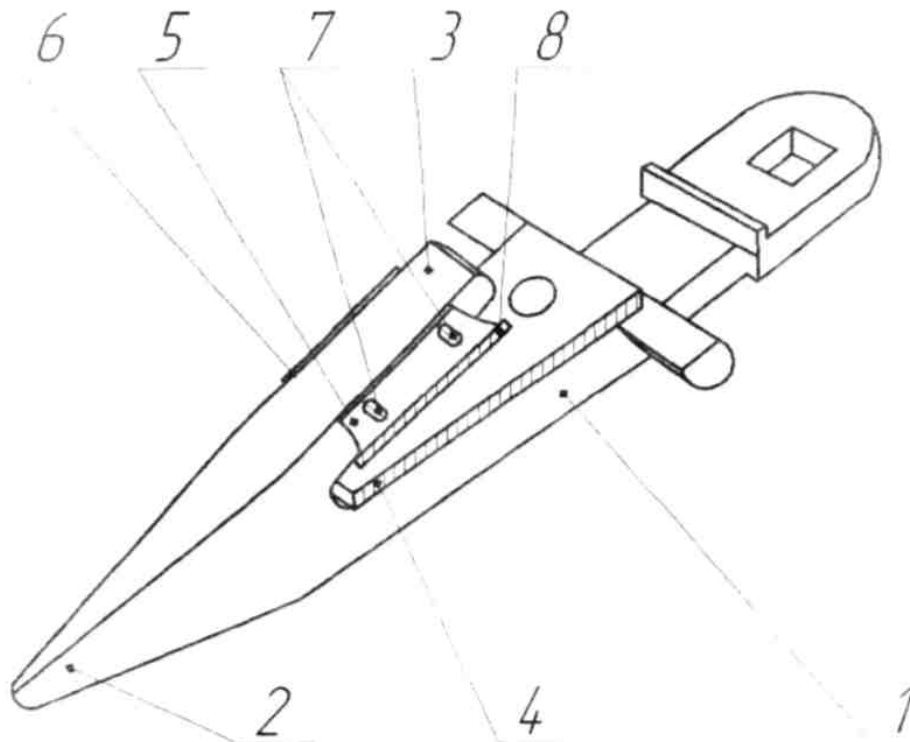
(19) **UA** (11) **92054** (13) **U**
(51) МПК
A01D 34/02 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: u 2014 02297	(72) Винахідник(и): Бабій Андрій Васильович (UA), Бабій Марія Василівна (UA)
(22) Дата подання заявки: 06.03.2014	(73) Власник(и): ТЕРНОПІЛЬСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ІМЕНІ ІВАНА ПУЛЮЯ, вул. Руська, 56, м. Тернопіль, 46001 (UA)
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: 25.07.2014	
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: 25.07.2014, Бюл.№ 14	

(54) ПАЛЕЦЬ РІЖУЧОГО АПАРАТА**(57) Реферат:**

Палець ріжучого апарата складається з основи, яка містить носок та перо і має приєднану нижню протиріжучу пластину. Бокові поверхні пера виконані плоскими з можливістю закріплення на них двох верхніх протиріжучих пластин з видовженими отворами та насіченим торцем, що мають можливість вертикального переміщення для встановлення необхідного зазору до нижньої протиріжучої пластини.



UA 92054 U

Додаток Д

Економічна ефективність впровадження енергозберігаючого приводного механізму косарки

При розрахунку показників економічної ефективності основними є прямі експлуатаційні витрати: відрахування на реновацію, капітальний та поточний ремонт, технічне обслуговування, оплату праці, затрати на паливно-мастильні матеріали, а також якість та кількість продукції, яку одержують від порівнювальних машин [126-129].

Економічна ефективність косарки з енергозберігаючим приводним механізмом досягається за рахунок зміни конструкції привода, а саме, використання додаткового пристрою з регульованими параметрами. Косарка збільшує свою продуктивність та зменшує потужність на привод різального апарата.

Економічну оцінку ефективності внесених змін машини виконуємо згідно “ГОСТ 23728-88 [127]. Методи економічної оцінки. Техніка сільськогосподарська”, шляхом порівняння затрат на базову та модернізовану машину.

Приведені затрати на одиницю наробітку (на 1 га) визначаються за формулою

$$П = I + KE, \quad (Д.1)$$

де I – прямі експлуатаційні затрати на одиницю наробітку;

K – капітальні вкладення на одинцю наробітку;

E – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень.

Прямі експлуатаційні затрати на одинцю наробітку

$$I = З + Г + Р + А + Ф, \quad (Д.2)$$

де $З$ – затрати на оплату праці обслуговуючого персоналу;

$Г$ – затрати на паливно-мастильні матеріали;

P – затрати на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт;

A – затрати на реновацію;

Φ – інші затрати (при наявності).

Необхідні характеристики для розрахунку економічної ефективності базової і удосконаленої машини наведені у таблиці Д.1.

Таблиця Д.1

Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності базової
та удосконаленої косарки

Показники	Базовий варіант	Новий варіант
1	2	3
1. Характеристики машин		
1.1 Машини, які порівнюються	КН-1,4	КН-1,4-1
1.2 Оптова ціна машин, грн.	7700	8100
1.3 Продуктивність за годину основного часу, га/год	0,74	1,09
1.4 Кількість обслуговуючого персоналу, чол.	1	1
1.5 Витрати пального, л/га	4	3,8
1.6 Марка трактора	Міні-трактор	
1.7 Ціна трактора, грн.	55000	
1.8 Нормативне річне завантаження, год.:		
- трактора	1800	1800
- с/г машини	120	150
2 Інші показники		

Продовження табл. Д.1

1	2	3
2.1 Коефіцієнт переводу оптової ціни в балансову	1,1	1,1
2.2 Коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	0,2	0,2
2.3 Процент відчислень на реновацію по основній роботі: - на сільськогосподарську техніку; - на трактор	14,3 12,5	14,3 12,5
2.5 Процент відрахувань на: - поточний ремонт і техогляд для основної роботи с/г машини; - на капітальний ремонт; - поточний ремонт і техогляд для основної роботи трактора	10 2 14,9	10 2 14,9
2.6 Розряд обслуговуючого персоналу на основній роботі	V	V
2.7 Погодинна ставка тракториста (з врахуванням всіх видів доплат) грн.	21	21
2.8 Ціна 1 л пального, грн.	16	16

Затрати праці у людино-годинах на одиницю наробітку при виконанні машиною виробничого процесу визначаємо за формулою [128]

$$T = \frac{L}{W}, \quad (\text{Д.3})$$

де L – кількість виробничого персоналу на обслуговуванні техніки;

W – продуктивність машини.

Затрати на реновацію машини на одиницю наробітку

$$A = \frac{B \cdot a}{W \cdot T_3}, \quad (\text{Д.4})$$

де a – коефіцієнт відчислення на реновацію;

T_3 – річне завантаження технічних засобів;

B – балансова ціна машини.

Капітальні вкладення на машину на одиницю наробітку визначаємо за формулою

$$K = \frac{B}{W \cdot T_3}. \quad (\text{Д.5})$$

Затрати на технічне обслуговування і ремонти поточний і капітальний визначаємо за формулою [129]

$$P = \frac{B(\mathcal{C}_T + \mathcal{C}_K)}{W_{\text{експ}} \cdot T_3}, \quad (\text{Д.6})$$

де \mathcal{C}_T – коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування;

\mathcal{C}_K – коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт;

$W_{\text{експ}}$ – продуктивність агрегату за 1 годину експлуатаційного часу.

Затрати на паливно-мастильні матеріали на одиницю наробітку визначаємо за формулою

$$\Gamma = q \cdot \mathcal{C}, \quad (\text{Д.7})$$

де q – розхід паливно-змащувальних матеріалів на одиницю наробітку;

\mathcal{C} – ціна 1 л палива.

Балансова ціна машини

$$B = C' \cdot k, \quad (Д.8)$$

де C' – оптова ціна машини;

k – коефіцієнт переводу з оптової ціни на балансову.

Розрахунок затрат праці, експлуатаційних витрат і приведених витрат на базову і нову машину та енергетичний засіб подано у таблиці Д.2.

Таблиця Д.2

Розрахунок затрат праці, приведених і експлуатаційних витрат

Базовий варіант – КН-1,4	Новий варіант – КН-1,4-1	Різниця показників
1	2	3
$T_B = \frac{1}{0,74} = 1,351$ люд/га	$T_H = \frac{1}{1,09} = 0,917$ люд/га	0,434
$Z_B = \frac{21}{0,74} = 28,38$ грн/га	$Z_H = \frac{21}{1,09} = 19,27$ грн/га	9,11
$A_B = \frac{1,1 \cdot 7700 \cdot 0,143}{0,74 \cdot 120} = 13,64$ грн/га	$A_H = \frac{1,1 \cdot 8100 \cdot 0,143}{1,09 \cdot 150} = 7,793$ грн/га	5,847
$A_T = \frac{1,1 \cdot 55000 \cdot 0,125}{0,74 \cdot 1800} = 5,678$ грн/га	$A_T = \frac{1,1 \cdot 55000 \cdot 0,125}{1,09 \cdot 1800} = 3,854$ грн/га	1,823
$P_B = \frac{1,1 \cdot 7700 \cdot (0,1 + 0,02)}{0,74 \cdot 120} = 11,446$ грн/га	$P_H = \frac{1,1 \cdot 8100 \cdot (0,1 + 0,02)}{1,09 \cdot 150} = 6,539$ грн/га	4,906
$P_T = \frac{1,1 \cdot 55000 \cdot 0,149}{0,74 \cdot 1800} = 6,768$ грн/га	$P_T = \frac{1,1 \cdot 55000 \cdot 0,149}{1,09 \cdot 1800} = 4,595$ грн/га	2,173
$P_{П.Б} = P_B + P_T =$ $= 11,446 + 6,7685 = 18,214$ грн/га	$P_{П.Н} = P_H + P_T =$ $= 6,539 + 4,595 = 11,134$ грн/га	7,08

$\Gamma_T = 4 \cdot 16 / 0,74 = 86,486$ грн/га	$\Gamma_T = 3,8 \cdot 16 / 1,09 = 55,78$ грн/га	30,707
$I_B = A_B + P_B =$ $=13,64+11,446=25,086$ грн/га	$I_H = A_H + P_H =$ $=7,793+6,539=14,332$ грн/га	10,753
$I_T = A_T + P_T + \Gamma_T + 3_B =$ $=5,678+6,768+86,486+21/0,74=$ 127,31 грн/га	$I_T = A_T + P_T + \Gamma_T + 3_H =$ $=3,854+4,595+55,78+21/1,09=$ 83,495 грн/га	43,815
$I_{П.Б} = I_B + I_T =$ $=25,086+127,31=152,396$ грн/га	$I_{П.Н} = I_H + I_T =$ $=14,332+83,495=97,827$ грн/га	54,569
$K_B = \frac{1,1 \cdot 7700}{0,74 \cdot 120} = 95,383$ грн/га	$K_H = \frac{1,1 \cdot 8100}{1,09 \cdot 150} = 54,495$ грн/га	40,887
$K_T = \frac{1,1 \cdot 55000}{0,74 \cdot 1800} = 45,42$ грн/га	$K_T = \frac{1,1 \cdot 55000}{1,09 \cdot 1800} = 30,836$ грн/га	14,585
$K_{П.Б} = K_B + K_T =$ $=95,383+45,42=140,803$ грн/га	$K_{П.Н} = K_H + K_T =$ $=54,495+30,836=85,331$ грн/га	55,472
$\Pi_B = I_{П.Б} + K_{П.Б} E =$ $=152,396+140,803 \cdot 0,2=$ $=180,556$ грн/га	$\Pi_H = I_{П.Н} + K_{П.Н} E =$ $=97,827+85,331 \cdot 0,2=$ $=114,893$ грн/га	65,663

Розрахунок річного економічного ефекту від виробництва і використання нової техніки [127, 128], винаходів і рацпропозицій у сільськогосподарському машинобудуванні та нових засобів праці довгочасного використання з кращими якісними характеристиками здійснюється розробниками і виробниками цих засобів праці за формулою

$$E_{\phi} = \left[\Pi_B \cdot \frac{B_H}{B_B} \cdot \frac{P_{П.Б}}{P_{П.Н}} + \frac{(I'_B - I'_H) - E_H (K'_H - K'_B)}{P_{П.Н} \cdot E_H} - \Pi_H \right] \cdot A_2, \quad (Д.9)$$

де Π_B – приведені затрати на одиницю базового комплексу;

Π_H – приведені затрати на одиницю нового комплексу;

B_H і B_B – відповідно річні об'єми роботи, виконувані при використанні одиниці базового і нового засобу праці, у натуральних одиницях:

$B_B \approx 111$ га; $B_H=163,5$ га.

$\frac{B_H}{B_B}$ – коефіцієнт обліку росту продуктивності одиниці нового засобу порівняно

з базовим; $\frac{B_H}{B_B} = \frac{163,5}{111} = 1,473$;

A_2 – річний обсяг виробництва нових знарядь праці в розрахунковому році, в натуральних одиницях, $A_2=100$ шт.

$\frac{P_{П.Б}}{P_{П.Н}}$ – коефіцієнт врахування зміни строку служби нового засобу праці

порівняно з базовим;

E_H – нормативний коефіцієнт ефективності, $E_H = 0,2$;

I'_B і I'_H – річні експлуатаційні витрати споживача при використанні ним базового і нового засобу праці у розрахунку на об'єми робіт, які виконуються з допомогою нового засобу праці. У цих затратах враховується тільки частина амортизації, яка призначена на капітальний ремонт засобів праці, тобто без врахування витрат на їх відновлення.

Ці показники визначаються за формулами:

$$I'_B = I_{П.Б} \cdot B_H = 152,396 \cdot 163,5 = 24920 \text{ грн}; \quad (\text{Д.10})$$

$$I'_H = I_{П.Н} \cdot B_H = 97,827 \cdot 163,5 = 15990 \text{ грн}, \quad (\text{Д.11})$$

K'_B і K'_H – річні капітальні вкладення споживача на машину (одиницю напрацювання) при використанні ним базового і нового комплексів, визначаються за формулами:

$$K'_B = K_{П.Б} \cdot B_H = 140,803 \cdot 163,5 = 23020 \text{ грн}; \quad (\text{Д.12})$$

$$K'_H = K_{п.н} \cdot B_H = 85,331 \cdot 163,5 = 13950 \text{ грн.} \quad (\text{Д.13})$$

Підставимо отримані значення у формулу (Д.9)

$$E_\phi = \left[180.556 \cdot 1,473 \cdot \frac{18,214}{11,134} + \frac{(24920 - 15990) - 0,2 \cdot (13950 - 23020)}{11,134 \cdot 0,2} - 114,893 \right] \cdot 100 = 514100 \text{ грн.}$$

Для однієї машини річний економічний ефект

$$E'_\phi = 5141 \text{ грн.}$$

Термін окупності вдосконаленої машини визначаємо за формулою

$$T_{ок} = \frac{K'_H}{E'_\phi} = \frac{13950}{5141} = 2,7 \text{ року.} \quad (\text{Д.14})$$

Цей показник показує про високу економічну ефективність проведеного вдосконалення.

Додаток Е



LEMBERG INDUSTRIAL PARK

ТОВ «Лемберг Індустріал Парк», Україна, 79015, м. Львів, вул. Городоцька буд. 207, тел: +38(032) 238-40-00
Код ЄДРПОУ 37221351, МФО 325321, р/р 26005060881485

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Директор ТзОВ "Лемберг Індустріал Парк"

Сабашук І. П.

«17» лютого 2015 р.

АКТ

**про впровадження у виробництво результатів дослідження
дисертаційної роботи Бабій Марії Василівни**

Ми, нижчепідписані, комісія у складі:

Голова комісії – Сабашук І. П.

Члени комісії:

головний інженер – Шийка О. І.

головний конструктор – Вівчарчин О. П.

начальник технічного відділу – Сабашук П. П.

Склали даний акт у тому, що за результатами теоретичних та експериментальних досліджень в рамках дисертаційної роботи виконаної Бабій М.В. відносно розробки енергоефективної конструкції приводу косарки навісної та за дослідженнями процесів взаємодії робочого органу з стеблами рослин встановлено та теоретично описано навантаження на ріжучий апарат, за яким побудовано математичну модель роботи всього приводу, до складу якого входить додатковий пристрій на основі пружних елементів з регульованими параметрами, що забезпечує ефект зниження потужності на приводі косарки та підвищення надійності елементів приводу, передані у ТзОВ "Лемберг Індустріал Парк" для використання при проектуванні нового та вдосконаленні існуючого обладнання.

Голова комісії

Сабашук І. П.

Члени комісії:

Шийка О. І.

Вівчарчин О. П.

Сабашук П. П.