

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО
СЕРВІСУ ІМ. ПРОФ. О. СЕМКОВИЧА**

ДИПЛОМНА РОБОТА
Освітнього ступеня «Магістр»

на тему: **«Дослідження фізико-механічних властивостей багаторічних трав
з обґрунтуванням конструктивно-технологічних параметрів і режимів
роботи ротаційної косарки»**

Виконав: студент 6 курсу групи Аін-62

Спеціальності **208 «Агроінженерія»**

Чижевський Назарій Віталійович

(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доцент Гошко Зіновій Орестович

(Прізвище та ініціали)

ДУБЛЯНИ-2023

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО
СЕРВІСУ ІМ. ПРОФ. О. СЕМКОВИЧА

“ЗАТВЕРДЖУЮ”
«28» квітня 2023 р.
Завідувач кафедри _____
к.т.н. доцент Шарибура А.О.

ЗАВДАННЯ

на дипломну роботу

_____ Чижевський Назарію Віталійовичу

(підпис)

1. Тема роботи: **«Дослідження фізико-механічних властивостей багаторічних трав з обґрунтуванням конструктивно-технологічних параметрів і режимів роботи ротаційної косарки»**

Керівник роботи Гошко Зіновій Орестович, к. т. н., доцент.

Затверджено наказом по університету від 28.04.2023 року № 133/к-с.

2. Термін здачі студентом магістерської роботи до 15. 01. 2024р.

3. Вихідні дані для магістерської роботи: *1. Технологічні вимоги до роторних косарок. 2. Патентний огляд. 3. Дослідний зразок роторної косарки. 4. Наукова та довідкова література.*

4. Перелік питань, які необхідно розробити: (наводиться зміст, який містить пункти і підпункти усіх розділів):

ВСТУП

1. ПРОБЛЕМИ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Результатів досліджень процесу роботи ротаційних косарок; 1.2. Дослідження кінематики руху ножів ротаційного різального апарату

2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РІЗАЛЬНОГО АПАРАТА РОТОРНОГО ТИПУ

2.1. Аналіз безпідпального зрізу рослин; 2.2. Обґрунтування кінематичних параметрів різального апарату ротаційного типу; 2.3. Вплив взаємодії рослин з ротором на показники енергомісткості процесу різання; Висновки

3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Вплив фізико-механічних властивостей стебел; 3.2. Методика енергетичної оцінки та якості процесу скошування; 3.3. Опис експериментального обладнання

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Вплив фізико-механічних стебел на якісні показники процесу різання; 4.2. Залежність показників якості зрізу стебел від параметрів ротаційного апарата; 4.3. Вибір конструктивно-технологічних параметрів різального апарата ротаційно-пальцевого типу; Висновки

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Складання карти умов праці при обкошуванні обочин доріг ротаційно-дисковими косарками; 5.2. Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм; 5.3. Розробка заходів щодо зменшення виникнення травм під час роботи агрегата; Висновки

6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

5. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1,2,3,4,6	Гошко З.О., доцент кафедри агроінженерії та технічного сервісу ім. проф. О. Семковича		
5	Тимочко В.О., к.т.н., доцент кафедри фізики, інженерної механіки та безпеки виробництва		

6. Дата видачі завдання 28.04.2023 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Виконання першого розділу	25.07-05.8	
2	Виконання другого розділу	05.8-15.9	
3	Виконання третього розділу	16.9-15.10	
4	Виконання четвертого розділу	16.10-29.10	
5	Написання розділу «Охорона праці»	30.10-09.11	
6	Розрахунок економічної ефективності	10.11-15.11	
7	Завершення оформлення розрахунково-пояснювальної записки та аркушів доповіді	15.11-25.11	
8	Завершення проекту в цілому	15.01.24	

Студент _____ Чижевський Н. В.

Керівник дипломної роботи _____ Гошко З.О.

УДК 631.355.072.1

Дослідження фізико-механічних властивостей багаторічних трав з обґрунтуванням конструктивно-технологічних параметрів і режимів роботи ротаційної косарки. // Чижевський Н. В. Дипломна робота на здобуття ОКР "Магістр". – Дубляни: ЛНУП, кафедра агроінженерії та технічного сервісу ім. проф. О. Семковича, 2023. – 60 стор. текст. част.; 10 таблиць; 22 рисунки; 23 літературні джерела.

В роботі написано вступ, виконано огляд науково-технічної літератури, проведені теоретичні дослідження процесу скошування трав і обґрунтовані технологічні параметри ротаційного різального апарата. Розроблено програму і методику експериментальних досліджень. Встановлено основні конструктивно-технологічні параметри ротаційно-пальцевого різального апарата. Розраховані техніко-економічні показники удосконаленої конструкції косарки. Зроблено висновки та складено список використаної літератури. Оформлено додатки.

Ключові слова: різальний апарат, косарка, безпідпирний зріз, рослина, витрата потужності.

ЗМІСТ

ВСТУП

1. ПРОБЛЕМИ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ	8
1.1. Результатів досліджень процесу роботи ротаційних косарок	8
1.2. Дослідження кінематики руху ножів ротаційного різального апарату	10
2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РІЗАЛЬНОГО АПАРАТА РОТОРНОГО ТИПУ	13
2.1. Аналіз безпідпiрного зрізу рослин	13
2.2. Обґрунтування кінематичних параметрів різального апарату ротаційного типу	18
2.3. Вплив взаємодії рослин з ротором на показники енергомiсткості процесу різання	24
Висновки	26
3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	27
3.1. Дослідження фізико-механічних властивостей стебел.	27
3.2. Методика енергетичної оцінки та якості процесу скошування.....	30
3.3. Опис експериментального обладнання	31
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	34
4.1. Вплив фізико-механічних властивостей стебел на якісні показники процесу різання	34
4.2. Залежність якості зрізу стебла від параметрів ротаційного апарата.....	38
4.3. Вибір конструктивно-технологічних параметрів різального апарату ротаційно-пальцевого типу.....	40
Висновки	42
5. ОХОРОНА ПРАЦІ	43
5.1. Складання карти умов праці при обкошуванні обочин доріг ротаційно-дисковими косарками.....	43
5.2. Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм	46
5.3. Розробка заходів щодо зменшення виникнення травм під час роботи агрегата	46
6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ.....	53
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	57
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	59

ВСТУП

Однією із найважливіших операцій при заготівлі кормів є скошування трав, яке необхідно провести якісно, у стислі строки. Умови скошування трав ускладнюються через незадовільну підготовку посівних площ, а також наявність на поверхні ґрунту каміння.

Процес скошування трав традиційними сегментно-пальцевими різальними апаратами із зворотно-поступальним рухом ножа не задовольняють агротехнічних вимог до косарок. На високоврожайних травах сегментно-пальцеві різальні апарати забиваються при полеглому травостою, а також збільшується висота зрізу рослин. Тому широке застосування знаходять високопродуктивні та надійні в роботі ротаційні різальні апарати. Проте, використання ротаційних різальних апаратів на кормозбиральних машинах обмежується підвищеними енерговитратами і втратами урожаю у вигляді подрібненої трави. Якщо продуктивність косарок з ротаційними різальними апаратами виросла у середньому на 25%, то витрати потужності і втрати урожаю збільшились у 2 рази, в порівнянні з сегментно-пальцевими косарками, тобто на один відсоток приросту продуктивності витрачається чотири відсотки потужності, що свідчить про нераціональність витрат енергії при скошуванні трав ротаційними апаратами. Усунення вищеназваних недоліків ротаційних різальних апаратів дозволило б отримати при сучасних об'ємах заготівлі кормів суттєву економію енергії та прибавку збору урожаю. Отже, виникла необхідність пошуку шляхів підвищення технологічної ефективності різального апарата ротаційних косарок для скошування трав.

Мета роботи: зниження енерговитрат і втрат урожаю при скошуванні трав ротаційними косарками за рахунок удосконалення та обґрунтування оптимальних швидкісних режимів роботи і конструктивно-технологічних параметрів різального апарата.

Задачі досліджень:

– визначити вплив фізико-механічних властивостей рослин на параметри безпідпального зрізу рослин;

- встановити залежність динамічних та статистичних параметрів роторів різальних апаратів від технологічних параметрів процесу скошування;
- дослідити вплив конструктивно-технологічних параметрів ротаційних різальних апаратів на втрати врожаю у вигляді подрібненої трави;
- отримати залежність показників енергетичної оцінки від швидкісних режимів роботи машини;
- розрахувати техніко-економічну ефективність від використання ротаційно-пальцевої косарки.

Об’єкт досліджень: технологічний процес зрізування рослин ротаційним різальним апаратом.

Предмет досліджень: компоновка та конструкція ротаційного різального апарату із змінним кутом нахилу до горизонту.

Методи дослідження. В роботі проводилось теоретичне та експериментальне дослідження процесів взаємодії ротаційного різального апарата на основі теорії безпідпiрного зрізу рослин, а також енергомiсткостi скошування трав.

Практичне значення досліджень полягає в тому, що обґрунтована та запропонована конструкція ротаційного різального апарату з пониженою швидкістю ножів, який дозволить забезпечити якісне зрізування рослин, а також зменшить витрати енергії на здійснення процесу.

Обґрунтовані оптимальні параметри, отримані вихідні дані та аналітичні вирази для розрахунків та проектування ротаційного різального апарата з пониженою швидкістю ножів.

Особистий внесок магістранта: основні положення та результати дипломної роботи отримано самостійно, а саме:

- патентно-інформаційний пошук існуючих технологій та конструкцій ротаційних різальних апаратів;

1. ПРОБЛЕМИ ТА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Результатів досліджень процесу роботи ротаційних косарок

Для збирання однорічних та багаторічних трав використовують косарки за принципом різання двох основних типів, з підпітним та без підпірним різанням. Процес різання стебла ножом вперше дослідив академік В.П. Горячкін [13]. Ним була виведена формула для розрахунку швидкості ножа V_n необхідна для перерізання стебла:

$$V_n = K_I \cdot \sqrt{\frac{q_I}{m_c}}, \quad (1.1)$$

де K_I — прогин стебла;

q_I — коефіцієнт модуля Юнга стебла;

m_c — маса стебла, кг.

В даній формулі (1.1) стебло розглядають у вигляді защемленої з однієї сторони пружної балки, маса якої зосереджена у верхній частині (в зоні колоска), хоча реально вона рівномірно розподілена поздовж всієї її довжини. В.П. Горячкін встановив, що дану фізичну модель подану у вигляді пружного стержня з прямо пропорційно розподіленою по її довжині масою, можна описати з допомогою рівнянням:

$$A - a = A \cdot \cos\left(\frac{\Pi}{2 \cdot L_c} \cdot y\right), \quad (1.2)$$

де A — допустиме відхилення стебла, м.

a_A — амплітуда коливань стебла, м

L_c — довжина стебла, м

y — координата що міняється, м

На основі проведеного аналізу В.П. Горячкін зробив висновки, при незначних ударних навантаженнях, зусилля буде передаватись усьому стеблу і заставляти його коливатися, а внаслідок різких прикладань зусиль, час взаємодії

надто короткий, що не дозволяє коливанням поширюватись по всій довжині стебла.

Знаючи міцність стебла можна розрахувати критичну швидкість, за якої відбудеться безпідірне різання. Академік А.Ю. Ішлінський [5] запропонував розрахувати критичну швидкість різання відносно вигнутої вісі стебла:

$$V_{кр} = P_n \cdot \frac{l_c + h}{3l_c + h} \cdot \sqrt{\frac{4l_c - h}{3 \cdot m_c \cdot E \cdot I}}, \quad (1.3)$$

де P_n - граничне значення зусилля різання, Н;

h - висота зрізу, м;

I - момент інерції в ділянці перерізання стебла, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Недоліком даної залежності (1.3) є те, що не врахована швидкість поширення пружних хвиль у рослині. Даний недолік врахований у формулі [4] П.М. Василенко:

$$V_{np} = \frac{T_p}{p_l \cdot C}, \quad (1.4)$$

де p_l - маса частинки стебла, кг;

C - швидкість поширення пружних деформацій у стеблі, м/с.

На основі результатів наукових досліджень Ю.Ф. Новиков встановив, критична швидкість різання для багаторічних трав становить 8...9 м/с [13]. Швидкість різання можна оптимізувати у трьох напрямках. У першому використовують зусилля перерізання [14], у другому - енергозатратність операції різання [19] і у третьому – ефективність перерізання.

Дослідженнями встановлено, що із збільшенням швидкості різального апарату енергозатратність підпірного різання спадає. Збільшуючи швидкість різання з 6 до 29 м/с сприяє зменшенню зусилля різання у 3 рази.

Більшість науковців [14,15] рекомендують приймати на практиці режими різання в межах 85 м/с, обґрунтовуючи це тим, що на таких швидкостях затрати енергії на процес скошування зводяться до мінімуму.

Для забезпечення надійної роботи ротаційних косарок, їх потужність приймають у 2...3 рази більшою за потужності сегментно-пальцевих та безпальцевих апаратів. Проведений аналіз розподілу потужності ротаційних косарок дозволив встановити, що до 50% затрат енергії припадає на надання певної швидкості скошеної траві для її переміщення і тільки 3% енергозатрат припадає на зріза рослини.

З ростом швидкості різання до 40 м/с [22] покращується зріз і зменшуються втрати в недскошених стеблах. Якщо швидкості різання перевищують 90...100 м/с, зріз погіршується внаслідок пере подрібнення стерні.

1.2. Дослідження кінематики руху ножів ротаційного різального апарату

Проводячи аналіз роботи сегментів ротаційного різального апарату [8] можемо зробити наступний висновок, що повинна зберігатись певна взаємозалежність між подачою ножа і конструктивними параметрами ротора різального апарату:

$$S = \frac{2 \cdot \Pi \cdot V_n}{\omega \cdot Z}, \quad (1.5)$$

де S - подача на ніж, м;

V_n - швидкість руху косарки, м/с;

ω - кутова швидкість обертання ротора, рад/с;

Z - кількість сегментів закріплених на роторі.

На основі багаторічних досліджень науковці пропонують приймати діаметр ротора 0,4...0,6 м, внаслідок чого виникає можливість почергового пере різання рослини почергово, а отже зменшить навантаження на окремо взятий ніж.

Основні розміри шарнірно закріплених ножів розраховують за формулою:

$$P_o^2 = c_1 \cdot l, \quad (1.6)$$

де P_o - радіус інерції сегмента, м;

c_1 - відстань від точки кріплення до центра мас сегмента, м;

l - довжина сегмента, м.

Для задовільної роботи різального апарату, частоту коливань q_H сегмента, знаходять з формули:

$$q_H = \omega \cdot \frac{R \cdot l}{2 \cdot P_o^2} = \omega \cdot k_2, \quad (1.7)$$

де R - радіус кріплення сегмента, м

k_2 - коефіцієнт пропорційності, $k_2 = 0,5; 1,5; 2,5$ та ін.

Формула (1.7) сприяє запобіганню резонансних коливань сегмента при акцентованому ударному навантаженні, характерним різальним апаратам роторного типу.

Зміщення шарнірно закріпленого сегмента від від його вихідного положення відбувається внаслідок дії опорів, що виникають в процесі його обертання, а саме опорів повітряного потоку та різання. Для задовільного різання граничне відхилення повинне біти не більше 30^0 [5]. Зусиллям, що стараються відхилити сегмент [5], стає на заваді зусилля тертя в місці його кріплення і відцентровий момент M_y :

$$M_y = 0,5 \cdot B_n \cdot b_n \cdot \rho_n \cdot \omega \cdot R \cdot l^2 \cdot \sin \alpha \cdot H, \quad (1.8)$$

де B_n, b — товщина і ширина відповідно сегмента, м;

ρ_n — питома вага сегмента, кг/м³;

α_n — кут відхилення сегмента від вихідного положення, град.

Розрахунки свідчать, відцентровий момент діє тільки на відхилений сегмент.

Не маловажне значення для роботи косарок роторного типу має сторона загострення сермента, більшість експлуатаційників пропонують здійснювати заточку з нижньої сторони сегмента [18]. Вони це мотивують тим, що при загостренні сегмента з нижньої сторони гранична швидкість зменшується на 22-25%, і сприяє притискуванню сегмента вниз, і зменшенню висоти зрізу зеленої маси.

Для вирішення поставленого завдання слід дослідити наступні параметри:

- вплив механіко-технологічних властивостей стеблової маси, на якість безпідпального зрізу;

- обґрунтувати динамічні і статистичні параметри різального апарату роторного типу, для забезпечення високої ефективності процесу скошування;

- на основі проведених лабораторних досліджень проаналізувати, як будуть впливати конструктивні параметри різального апарату роторного типу на втрати зеленої маси через переподрібнення стебла;

- дослідити показники залежності енергозатрат від режимів роботи різального апарату роторного типу.

2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РІЗАЛЬНОГО АПАРАТА РОТОРНОГО ТИПУ

2.1. Аналіз безпідпального зрізу рослин

Безпідірне зрізання стебел рослин відбувається, внаслідок процесу їх взаємодії з сегментом.

Кожна рослина характеризується певними показниками набутими в процесі еволюції, зокрема чинити опір зовнішнім факторам, пориву вітру, дощу та ін., а отже вона здатна чинити опір зусиллям перерізання сегментом. Розглянемо умову перерізання стебла для безпідпирного різання (рис. 2.1), у декартовій системі координат:

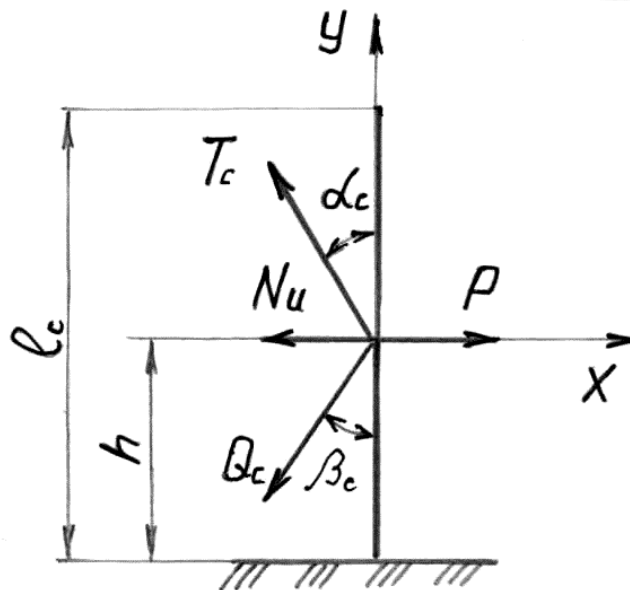


Рисунок 2.1- Взаємодія сегмента з стеблом при безпідпирному зрізі:

- l_c - довжина стебла, м; T_c - сила інерції, Н;
 h - висота зрізу, м; N_u - опір перерізання, Н;
 P - зусилля різання, Н; Q_c - опір кріплення стебла, Н.

Запишемо рівність рівноваги стебла у проекціях на вісі координат:

$$\begin{cases} P - N - T_c \cdot \sin \alpha_c - Q \cdot \sin \beta_c = 0; \\ T_c \cdot \cos \alpha_c - Q \cdot \cos \beta_c = 0. \end{cases} \quad (2.1)$$

де P – зусилля різання, Н;

N_u – опору перерізання, Н;

T_c – сила інерції, Н;

α_c – кут сили інерції, з допомогою якої відсікається частина стебла, рад.

Q – опір кріплення стебла, Н;

β_c – кут зміщення стебла від вертикальної осі, град.

Розглянемо, як сили з системи рівнянь (2.1) впливають на умови процесу різання. Величину зусилля різання можна розрахувати знаючи механічні властивості стебла:

$$P = \int_S \delta_p dS_c, \quad (2.2)$$

де δ_p – нормальне напруження, Н/мм²;

dS_c – диференціал поперечного перерізу стебла.

З виразу (2.2) випливає:

$$P = \delta_p \cdot S_c, \quad (2.3)$$

S_c – поперечний переріз стебла, мм

З допомогою дотичних напружень розраховуємо зусилля перерізання:

$$P = \sigma_p \cdot S_c, \quad (2.4)$$

де σ_p – дотичне напруження;

Дотичні напруження, переважно менші від нормальних. Співставивши рівняння (2.3) і (2.4) бачимо, що для того щоб зменшити зусилля перерізання рослин, бажано щоб мали місце дотичні напруження.

Зусилля опору перерізання стебла, визначимо з формули:

$$T_c = \frac{dm_c}{dt} \cdot U_1 + \frac{dU_1}{dt} \cdot m_c, \quad (2.5)$$

де t – тривалість часу перерізання, с

U_1 – швидкість переміщення стебл, м/с

Швидкість поширення пружин хвиль у стеблі:

$$C = \sqrt{\frac{E}{\rho_c}}, \quad (2.6)$$

ρ_c – щільність рослинного матеріалу, кг/м³.

Швидкість необхідна для перерізання стебла люцерни 150 м/с.

Використовуючи метод механіки деформованого тіла, запишемо рівняння поперечних коливань стебла:

$$E \cdot I \cdot \frac{\partial^4 X}{\partial y^4} - S_c \cdot \rho_c \cdot \frac{\partial^2 X}{\partial t^2} = 0, \quad (2.7)$$

Кінцевий вигляд рівняння (2.7):

$$X=f(y)\cdot\sin \omega_c t \quad (2.8)$$

де $f(y)$ – функція, форми коливань стебл;

ω_c – кутова швидкість коливань, рад/с.

Підставивши (2.8) у (2.7) отримаємо:

$$\frac{d^4 f}{dy^4} - K_c^4 f = 0 \quad (2.9)$$

де

$$K_c^4 = \frac{\rho_c \cdot S_c \cdot \omega_c^2}{EI}, \quad (2.10)$$

Розв'язок рівняння (2.9) набере вигляд:

$$f(y) = A \cdot \cos K_c y + B \cdot \sin K_c y + C \cdot \operatorname{ch} K_c y + D \cdot \operatorname{sh} K_c y, \quad (2.11)$$

Вихідні дані для стебла мають вигляд:

$$\text{при } y=0; \quad x=0 \rightarrow \frac{df}{dy} = 0$$

$$\text{при } y=l_c \rightarrow \frac{d^2 f}{dy^2} = 0; \quad \frac{d^3 f}{dy^3} = 0; \quad (2.12)$$

Підставляючи (2.12) у (2.11) отримаємо систему чотирьох рівнянь:

$$\begin{cases} A + C = 0 \\ B + D = 0 \\ -A \cdot \cos K_c l_c - B \cdot \sin K_c l_c + C \cdot \operatorname{ch} K_c l_c + D \cdot \operatorname{ch} K_c l_c = 0 \\ A \cdot \sin K_c l_c - B \cdot \cos K_c l_c + C \cdot \operatorname{cs} K_c l_c + D \cdot \operatorname{ch} K_c l_c = 0 \end{cases} \quad (2.13)$$

Із (2.13) отримаємо рівняння власних коливань стебла:

$$\cos K_c l_c \cdot \operatorname{ch} K_c l_c = -1. \quad (2.14)$$

$$K_i = \frac{n_i}{l_c}, \quad (2.15)$$

де i – номер розв'язку рівняння (2.14)

Якщо розрахунки використати для стебл люцерни довжиною 1м K_i буде рівне n_i . З рівняння (2.15) розрахуємо колову швидкість коливань стебла:

$$\omega_i = K_i^2 \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho_c \cdot S_c}}. \quad (2.16)$$

Період коливань стебл рівний:

$$T_k = \frac{2\pi}{\omega_i} = \frac{2\pi}{K_i^2} \cdot \sqrt{\frac{\rho_c \cdot S_c}{E \cdot I}}. \quad (2.17)$$

Частоту коливань розраховуємо з:

$$\nu_k = \frac{K_i^2}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I}{\rho_c \cdot S_c}}. \quad (2.18)$$

Енергія стебла під час прикладання перерізаючих зусиль [3]:

$$E_n = 0,5 \cdot K_y \cdot \mu_\sigma^2 \cdot A_c^2, \quad (2.19)$$

де K_y – поперечна міцність стебла;

μ_σ – динамічний коефіцієнт;

A_c – граничний згин стебла під дією статичних зусиль.

З рівняння (2.19) можемо зробити висновок, що накопичена енергія стеблом буде залежати від його механічних властивостей і динамічного коефіцієнта: чим цей показник має вище значення, тим рослина краще акумулює енергію, що передається сегментом.

По завершенні процесу перерізаня акумульована енергія передається у просторі у вигляді відкидання стебла, подолання шкідливих опорів повітряних мас. Енергію коливань стебла можемо віднести до непродуктивної.

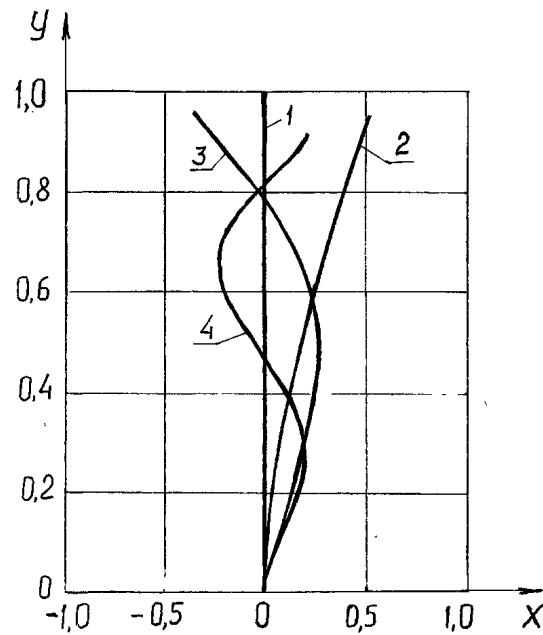


Рисунок 2.2 - Види поперечних коливань стебла:

1 – нульовий; 2 – перший; 3 – другий; 4 – третій.

Швидкість поперечного коливання стебла має вигляд:

$$U_{ni} = \omega_i \cdot A_i \cdot \cos \omega_i t_i \quad (2.20)$$

Згідно (2.20) перший вид коливань стебла люцерни буде відбуватись для швидкості перерізання 3,3 м/с, другий – 20,5 м/с і третій – 57,5 м/с.

Отже, зусилля безпідпiрного перерiзаннiя обмежується зусиллями внутрiшнього згину.

Щоб в процесі роботи рiзального апарату роторного типу досягнути вищих оптимальних параметрiв, необхідно провести правильний вибiр його конструктивних параметрiв.

2.2. Обґрунтування кiнематичних параметрiв рiзального апарата ротацiйного типу

Сегменти косарок роторного типу крiплять з роторами шарнiрно, що дозволяє їм обертаються у горизонтальній площині [3].

Зобразимо сегмент (рис. 2.3) прямолинійним стрижнем, шарнiрно закріпленим у точці *A* на відстані *R* від вісі обертання *O*. В процесі перерізаннiя рослин на сегмент дiють: опори рослин силам перерiзаннiя, якi подамо у вигляді

навантаження q ; моменту відцентрової сили M_u відносно точки A , моменту сил тертя в місці кріплення сегмента M_m , що виникають в процесі його переміщення відносно точки A . Визначимо суму діючих моментів на сегмент, відносно точки A :

$$M_A = M_p - M_u - M_m = 0, \quad (2.21)$$

де M_p – момент опору різання, що залежить від подачі стебел на сегмент,

$$M_p = \frac{S \cdot q}{\cos \alpha_H} \cdot \left(1 - \frac{S}{2 \cdot \cos \alpha_H} \right), \quad (2.22)$$

M_u – момент відцентрових сил, Н·м;

M_m – момент сил тертя в шарнірі кріплення сегмента, Н·м;

S – подача на сегмент, м;

q – навантаження на робочу довжину сегмента, Н;

ω – кутова швидкість ротора, рад/с.

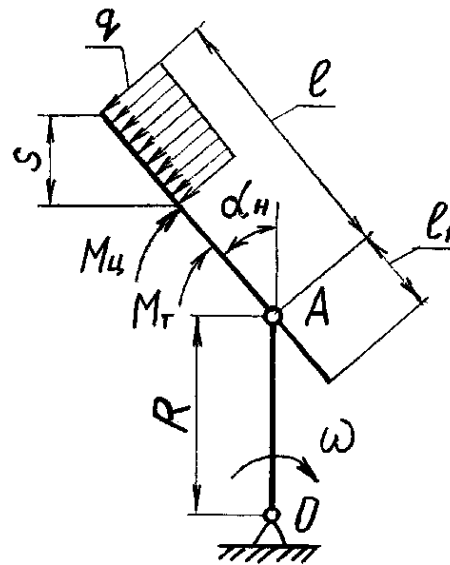


Рисунок 2.3 - Схема діючих зусиль на шарнірно підвішений сегмент різального апарата

Методом інтегрального розрахунку визначаємо момент відцентрової сили:

$$dM_u = h^1 \cdot dF \quad (2.23)$$

де h^1 – плече відцентрової сили dF ,

$$dF = \omega^2 \cdot r^1 \cdot dm,$$

dm – елементарна маса;

r – радіус.

Елементарну масу виразимо через диференціал ширини db_U , довжини dl_U та одиниці площі ρ_{II} сегмента:

$$dm = \rho_n \cdot db_U \cdot dl_U. \quad (2.24)$$

Із залежності випливає, що

$$h^1 = \frac{R_U \cdot l_b \cdot \sin \alpha_H}{r^1}, \quad (2.25)$$

Відповідно R_U, l_B ;

$$R_U = R - \frac{B}{2 \cdot \sin \alpha_H} + \frac{B}{\sin \alpha_H}, \quad (2.26)$$

Момент відцентрових сил визначаємо через інтеграл:

$$M_y = 0,5 \cdot \rho_n \cdot \omega^2 \cdot R \cdot (l^2 - l_1^2) \cdot \sin \alpha_H. \quad (2.28)$$

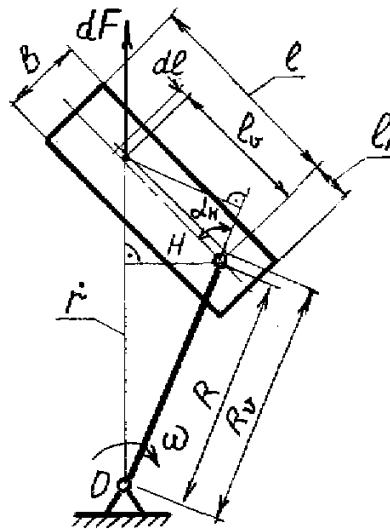


Рисунок 2.4 - Сил, що діють на елементарну масу сегмента, відхиленого від вихідного положення: F – сила, діюча на елементарну масу сегмента; α_H – кут відхилення сегмента від радіального положення; ω – кутова швидкість ротора.

Момент сил тертя в точці кріплення сегмента визначаємо з формули:

$$M_T = \rho \cdot (l + l_1) \cdot \omega^2 \cdot \left(R + \frac{l + l_1}{2} \right) \cdot f \cdot \frac{d}{2}, \quad (2.29)$$

де f – коефіцієнт тертя;

d – діаметр шарнірного кріплення, м.

Збільшення швидкості косарки, є причиною збільшення кута відхилення сегмента. Зменшення обертів ротора в 1,5 рази, є причиною збільшення кута відхилення сегмента в 2,4 рази.

Одним із шляхів покращення роботи різального апарату роторного типу, є зменшення відхилення сегмента від його вихідного положення. Цього можна досягнути правильно зробивши вибір довжини сегмента і радіус його кріплення.

$$M = 0,5 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (0,5 \cdot D - l) \cdot l^2 \cdot \sin \alpha, \quad (2.30)$$

де D – діаметр ротора в кінці сегменту.

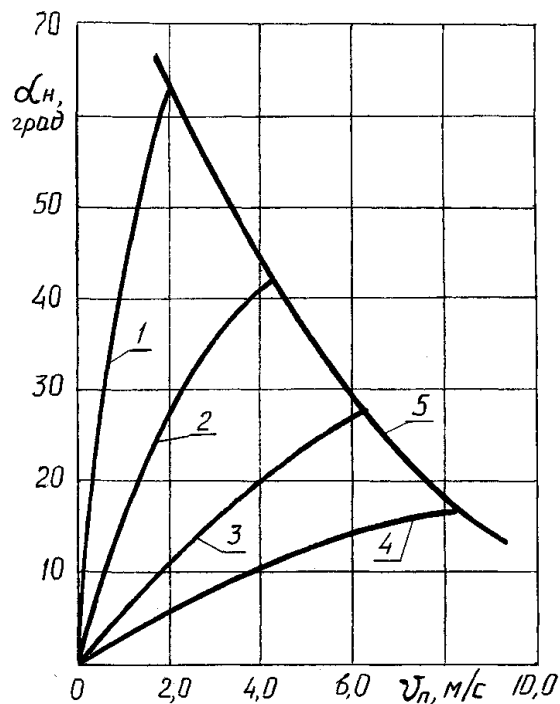


Рисунок 2.5 - Залежність кута відхилення сегмента від руху косарки: 1, 2, 3, 4 – для частот обертання 120, 140, 170, 209 рад/с; 5 – лінія обмеження режиму роботи ротора.

Для розрахунку співвідношення діаметра ротора і довжини сегмента, розділимо формулу (2.30) на довжину сегмента. В цьому випадку відцентрова сил, що протидіє зусиллю різання на кінці сегмента:

$$P_u = 0,5 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (0,5 \cdot D - l) \cdot l \sin \alpha, \quad (2.31)$$

Динамічну стійкість руху сегмента характеризуватимемо: моментом сили різання; відцентровою силою; силами тертя:

$$\begin{cases} M_p = \frac{2\pi \cdot U \cdot q}{\omega \cdot Z} \cdot \left(1 - \frac{\pi \cdot U}{\omega \cdot Z}\right); \\ M_u = 0,5 \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot R \cdot l^2 \cdot \sin \alpha; \\ M = \rho \cdot \omega^2 \cdot l \cdot (R - 0,5 \cdot l) \cdot f \cdot r. \end{cases} \quad (2.32)$$

Будуємо графіки (2.32) залежності моментів ротора (рис. 2.6), використовуючи результати досліджень роторної косарки КРН-2,1 [3]: $U_n=2,5$ м/с; $q=4000$ Н/м; $L=0,15$ м; $Z=4$; $\rho=1,8$ кг/м; $R=0,15$ м; $f=0,4$; $r_m=0,04$ м.

Мінімально необхідну кутову швидкість визначаємо з рівності:

$$l_2 = \frac{\pi \cdot U_n}{\omega \cdot Z} \leq \frac{l_2}{2}, \quad (2.33)$$

Звідси $\omega_{min} = \frac{2\pi \cdot U}{l_2 \cdot Z}$, або $\omega_{min} = 39$ рад/с.

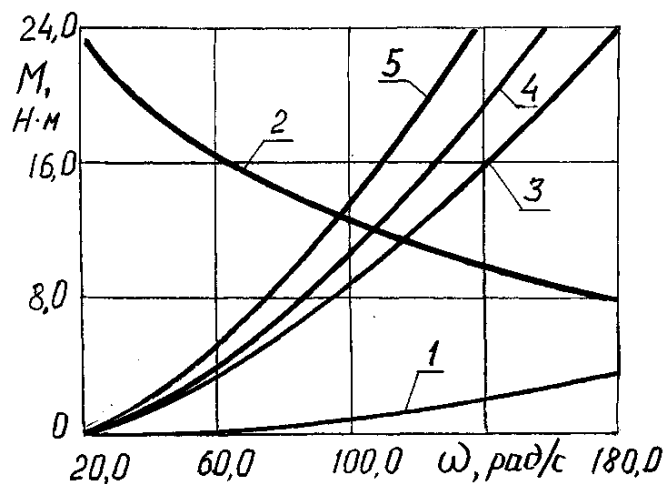


Рисунок 2.6 - Залежності моментів і частоти обертання ротора: 1–сили тертя в шарнірі; 2–сили різання; 3, 4, 5–відцентрова сила при $\sin \alpha_H = 0,20; 0,35; 0,50$.

Графік свідчить, що зусилля різання більше протидіючій силі тертя. Щоб забезпечити нерухомість сегмента можна також використати момент відцентрових сил. При кутовій швидкості 100 рад/с і відхиленні на 0,5 рад сегмент здатний утримуватись у нерухомому стані.

$$dM_{ue} = \omega^2 \cdot r_g^1 \cdot h_g^1 \cdot dm, \quad (2.34)$$

де r_g^1 – відстань від вісі обертання до елементарної маси, м;

h_g^1 – плече взаємодії відцентрової сили точки А.

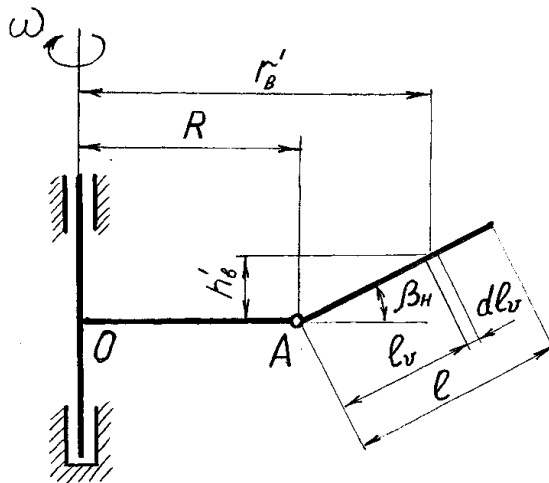


Рисунок 2.7 - Кінематична схема різального апарату роторного типу

Сегмент закріплений у шарнірі, піддається в процесі роботи ударним навантаженням і зміщується відносно точки кріплення. Для цього параметри сегмента вибирають в такому діапазоні, щоб ударні навантаження мінімально впливали на деталі приводу різального апарату.

Отже центр співударяння сегмента повинен знаходитись від точки A на відстані.

$$l_{cy} = \frac{\sum_0^n m_i \cdot U_i \cdot l_i}{\sum_0^n m_i \cdot U_i}, \quad (2.35)$$

де m_i – маса i -тої матеріальної точки, кг;

U_i – лінійна швидкість i -тої матеріальної точки, м/с;

l_i – відстань від осі обертання, м.

2.3 Вплив взаємодії рослин з ротором на показники енергомосткості процесу різання

Зрізані стебла потрапляють на ротор і відкидаються на сторону, що є причиною додаткових затрат енергії.

Робота різальних апаратів роторного типу характеризується інтенсивним відкиданням стебел рослин [10], і супроводжується суттєвими затратами потужності.

Зрізані сегментом стебла рослин отримують певну швидкість. Щоб визначити цю швидкість зобразимо стебло у вигляді стрижня (рис. 2.8).

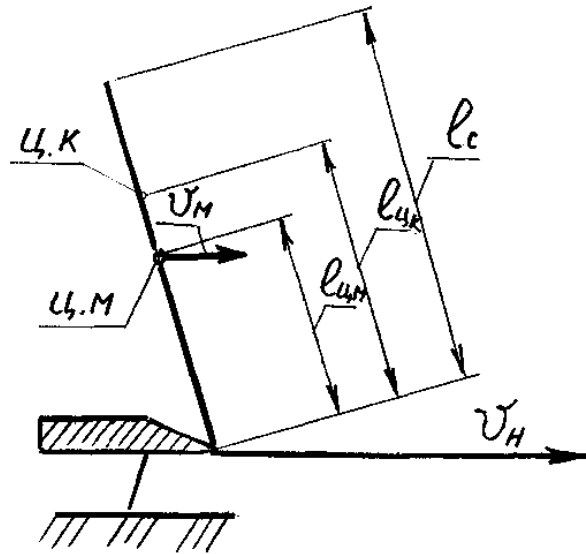


Рисунок 2.8 - Кінематичні параметри стебла

Поступальну швидкість косарки визначаємо з формули:

$$U_m = U_{\kappa} \cdot \frac{l_{\text{цк}} - l_{\text{цм}}}{l_{\text{цк}}}, \quad (2.36)$$

де $l_{\text{цк}}, l_{\text{цм}}$ – відстань з кінця зрізаної рослини до її центра коливання та центра мас.

Цю відстань подаму через довжину стебла:

$$\begin{cases} l_{\text{цк}} = 2/3 \cdot l_c; \\ l_{\text{цм}} = 12 \cdot l_c. \end{cases} \quad (2.37)$$

Після підстановки отримаємо:

$$U_m = 0,25 \cdot U_{\kappa}, \quad (2.38)$$

Стебло рослини умовно приймемо за матеріальну точку m_c , рівній масі рослини (рис. 2.9).

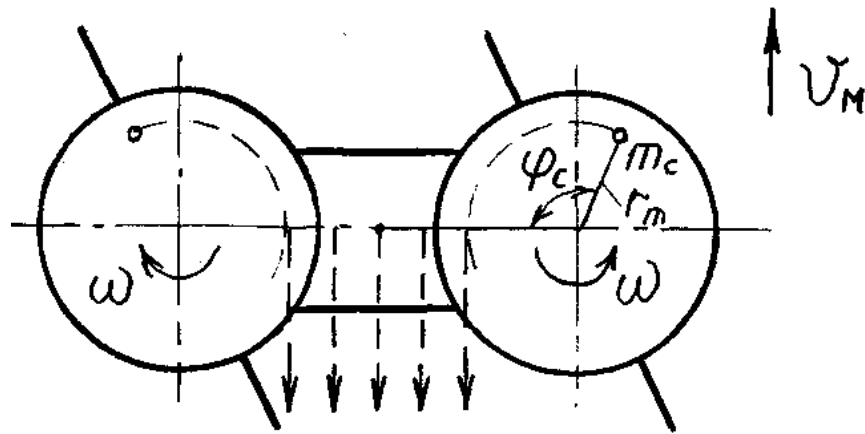


Рисунок 2.9 - Параметри траєкторії руху стебла

Відцентрова сила, що діє на стебло зрівноважується підпором стеблостою, і рослина рухається по радіусу r_m ротора. В таких умовах на стебло діє сила тертя ротора, який протидіє силі інерції стебла.

Швидкість руху стебел $a = U_p$ на роторі розраховують з виразу:

$$U_p = g \cdot f \cdot \partial t + U_m, \quad (2.39)$$

На основі цього записуємо:

$$U_e = \sqrt{U_m^2 + 2 \cdot g \cdot f \cdot \partial \phi_c \cdot r_m}, \quad (2.40)$$

Враховуючи, те що рослини в загальній своїй масі мають переплетені стебла і формують однорідну масу, їх середньою швидкістю викидання, визначимо, як середню арифметичну величину на початку і вкінці руху:

$$U_{em} = \frac{U_m + U_e}{2}, \quad (2.41)$$

Також суттєво впливає на якість зрізання стебел і швидкість руху косарки кількість сегментів на роторі (рис. 2.10).

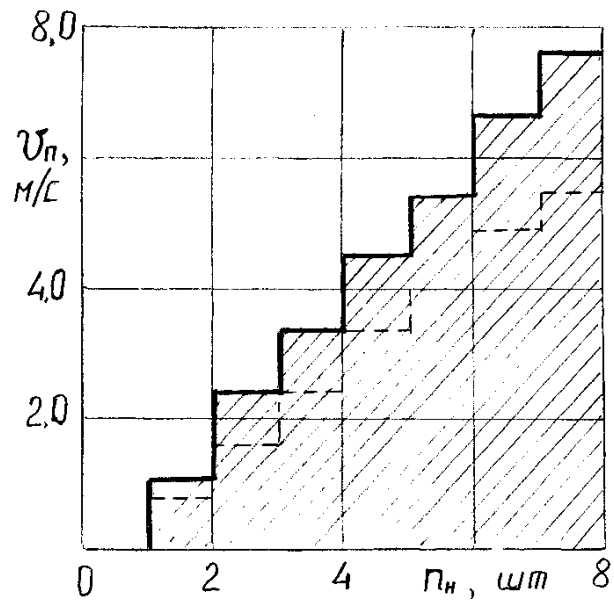


Рисунок 2.10 - Залежність поступальної швидкості косарки від кількості сегментів: (штрихпунктирна зона – допустимі швидкості; штрихова лінія – швидкість косарки з оптимальною подачею сегмента.)

Висновки

Впроцесі заготівлі багаторічних трав, під час роботи косарки, має місце не продуктивні витрати енергії. Це затрати, що йдуть на подолання шкідливих опорів у парах кочення різального апарату роторного типу, затрати витрачені на відкидання зрізаного стебла з зони різання, подолання тертя стебла об поверхню ротора та ін.

Одним з шляхів зменшення непродуктивної витрати енергії, є застосування елементів, що забезпечують підпирний зріз.

Головні фактори, впливу на енерговитрати є механічні та технологічні властивості рослин зокрема стебла та особливості конструкції різального апарату роторних косарок.

Щоб проаналізувати якісні показники процесу різання стебла рослин необхідно дослідити в польових умовах, як відбувається розподіл маси стебла за довжиною, модуль Юнга стебла, коефіцієнт тертя зеленої маси по поверхні ротора, дослідити затрати потужності косарками роторного типу для підпирного і безпідпирного зрізання рослин.

Необхідно дослідити залежність втрат стебел у вигляді подрібненої маси від швидкості руху косарки.

3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Дослідження фізико-механічних властивостей стебел

В процесі наукових досліджень косарки роторного типу було необхідно дослідити площу різання, висоту та густоту стебелестою, розподіл стебел за висотою і модуль Юнга.

Досліджували механіко-технологічні властивостей рослин на основі люцерни, вологість якої в період цвітіння не перевищувала 77...78%, це пов'язано з тим що саме люцерна створює найбільше проблем при скошуванні стеблової маси, тонке і еластичне стебло має високу схильність вилягання.

Для замірів площі січення стебла, використовували електронний штангель циркуль. Знаючи діаметр стебла, можна розрахувати активну площу взаємодії. Заміри здійснювались у двох взаємно перпендикулярних лощах січення на п'яти ділянках. У розрахунках використовували середні значення з метою отримання коефіцієнта варіації у межах 7%.



Рисунок 3.1- Вимірювання діаметра стебла

Висоту стебел вимірювали згідно з нормативними актами, вибірку здійснювали для п'ятдесяти стебел.

Модуль Юнга основний показник при дослідженні механіко-технологічних властивостей стебел. Його використовуємо для визначення власної частоти коливання і поширення хвильових процесів у стеблі. Модуль Юнга досліджували методом розтягу та згину стебла рослин (рис. 3.2).

Прогин стебл визначаєм з формули:

$$f_3 = \frac{P_3 \cdot l_3^3}{3 \cdot E \cdot I}, \quad (3.1)$$

де P_3 – прикладене зусилля до стебла, Н;

l_3 – плече прикладеного зусилля, м.

Отже,

$$E = \frac{P_3 \cdot l_3}{3 \cdot I \cdot f_3}, \quad (3.2)$$

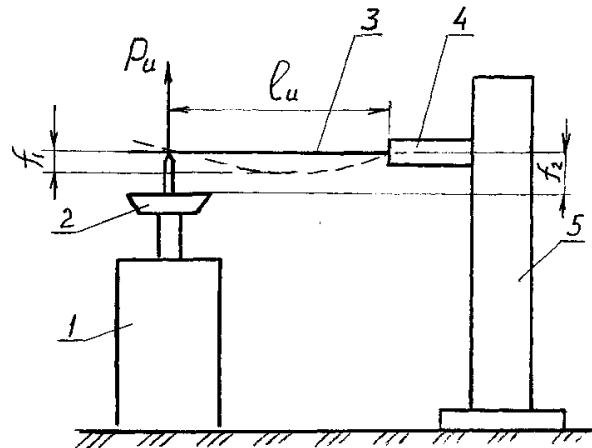


Рисунок 3.2 - Стенд для дослідження модуля Юнга:

1 – терези; 2 – призма; 3 – дослідний зразок; 4 – струбцина; 5 – штатив;
 f_2 та f_1 – переміщення призми та струбцини; P_3 – прикладене зусилля на згин; l_3 –
плече прикладеного зусилля.

Враховуючи те, що більшість стебел в середині пустотілі, їх поперечний переріз можна зобразити у вигляді циліндра для розрахунку його момента інерції:

$$I = \frac{\pi \cdot (D_H^4 - d_B^4)}{64}, \quad (3.3)$$

де D_H і d_B – аналогічно зовнішній та внутрішній діаметри досліджуваних стебел, м.

Отже рівняння (3.2) отримає вигляд:

$$E = \frac{64 \cdot P_3 \cdot l_3^3}{3 \cdot \pi \cdot (D_H^4 - d_B^4) \cdot f_3}, \quad (3.4)$$

Необхідні числові значення правої частини рівняння знаходимо на дослідному обладнанні (див. рис. 3.2). Для розрахунку дійсного значення

пркладеного зусилля для згину стебла використовуємо покази тарованих терез і формулу:

$$f_3 = f_1^l - f_2^l, \quad (3.5)$$

де f_1^l та f_2^l – переміщення струбцини і призми з відповідними показами терез. Всі величини, з допомогою яких можна характеризувати розмірні параметри стебла, визначаємо, як приведені середні значення проведених вимірювань.

Для розрахунку динамічних сил тертя стебел рослин по поверхні ротора використовували лабораторну установку (рис. 3.3).

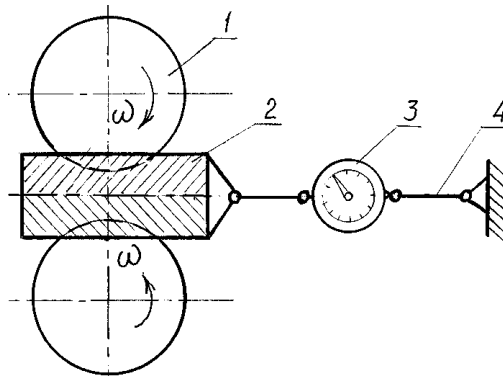


Рисунок 3.3 - Установка для дослідження динамічних сил тертя:

1 – ротор косарки, 2 – стебло, 3 – динамометр, 4 – тяга.

Досліди здійснювали у наступній послідовності: на ротор різального апарату, поміщають плутанину рослинних стебел, з'єднані тросом з динамометром через твердий упор. Отримані результати використовували у розрахунках коефіцієнта тертя для динамічних навантажень.

$$f_{\partial} = \frac{R_T}{m_T \cdot g}, \quad (3.6)$$

де R_T – сили тертя, зафіксовані динамометричним приладом, Н;

m_T – вага стебл на роторі, кг.

3.2. Методика енергетичної оцінки та якості процесу скошування

Різальний апарат роторного типу входить у склад косарки, що приводиться у дію енергетичним засобом класу 0,9-1,4.

Затрати потужності на одиницю роботи визначають занючи витрату палива на годину роботи двигуном Д-240 трактора МТЗ-80 [10].

Витрату палива на годину роботи енергетичного засобу знаходимо з рівняння:

$$G = \frac{3,6 \cdot K_T q_T}{t_T}, \quad (3.8)$$

де K_T – питома вага пального г/мл³

q_T – об'єм пального, що затрачається на одине дослідження, м

t_T – проміжок часу витрати палива, с.

Для досліджень використовували косарку роторного типу КРН-2,1 спочатку з серійним , а потім розробленим роторно-пальцевим різальним апаратом. Польові дослідження проводили скошувальним агрегатом, що складався з трактора МТЗ-82, та дослідного обладнання, для забезпечення максимальної достовірності результатів.

При проведенні досліджень міняли наступні параметри, колову швидкість сегментів і поступальну швидкість косарки роторного типу.

Таблиця 3.1 – Швидкісні показники запропонованої косарки

Швидкість сегментів, м/с	Оберти ротора, рад/с	Оберти ВВП, хв ⁻¹	Передача коробки
60,0	200	540	4
35,8	119	540	3
19,4	65	540	2
9,4	31	540	1
120,0	400	1080	4
71,6	238	1080	3
38,8	130	1080	2
18,8	62	1080	1

Швидкість роботи косарки приймали на основі швидкостей трактора МТЗ-82 від 2,5 - 17 км/год. (табл. 3.2).

Таблиця 3.2 - Робочі швидкості агрегату МТЗ-82+КРН-2,1

Швидкість з включеним редуктором, км/год	Швидкість агрегату, км/год	Передача трактора МТЗ-82
1,89	2,50	1
3,32	4,26	2
5,48	7,24	3
6,73	8,90	4
7,97	10,54	5
9,33	12,33	6
11,46	15,15	7

Дослідження з визначення висоти зрізу стебла від швидкості руху збирального агрегату, кутових швидкостей сегментів та орієнтації протиризальних пальців здійснювали для першого скошування при врожайності 1100...1115 ц/га, і висотою стелестою 0,6...0,7 м, густоті рослин 900...1100 м², вологості зеленої маси 74...75%, діаметри стебел рослин приймали в межах 1...3 мм.

Досліди з визначення енергетичної оцінки здійснювали на покосах люцерни з висотою стеблестою 0,9...1,1 м., діаметр стебел у зоні перерізаня – 4 мм, густина – 300...350 росл./м², приведена врожайність 200 ц/га; висоту зрізу заміряли з допомогою мірного штативу.

3.3. Опис експериментального обладнання

Експериментальне обладнання спеціально розроблене і зконструйоване для здійснення польових досліджень потужності експериментальної косарки. Агрегат складається з енергетичного засобу: трактора МТЗ-82 і дослідної косарки ротаційно-пальцевого типу.

З метою замірів показників енерговитратності, трактор обладнаний витратоміром палива, що дозволяє заміряти розхід пального енергетичним засобом на заданих ділянках з довжиною від 50 до 100 м.

Запропонований вимірювальний пристрій (рис. 3.3) має дві складові частини гідравлічну та електричну для управління. Перша складова містить мірну скляну колбу з трьохлінійним і двохлінійним розподільниками. Розподільниками керує пружинний електромагніт. З допомогою паливопроводів прилад з'єднаний з паливною системою трактора.

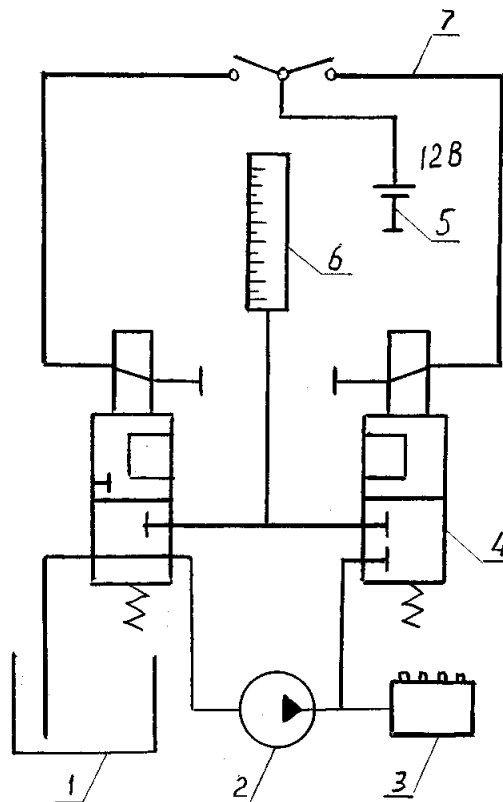


Рисунок 3.4 - Електрогідравлічна схема вимірювача палива

За базову модель експериментального зразка косарки беремо стандартну косарку роторного типу КРН-2,1 (рис. 3.5).

В запропонованій модернізованій косарці швидкість обертання роторів, та кутову швидкість сегментів регулюємо з допомогою чотирьохступеневої коробки перемины швидкостей. До рами шпильками кріпиться протирізальний брус з розташуванням пальців паралельно напрямку руху косарки.

Враховуючи те що якість роботи роторних косарок в значній мірі залежить від кількості робочих сегментів на роторі та їх зовнішньої форми, на кожному диску ротора передбачалось встановлення сегментів чотирьох типів: стандартного у вигляді пластини, вигнутого з насічками, у вигляді пластини з приспособою, що фіксує сегмент у відхиленому положенні і сегмент з кромкою різання у вигляді кривої лінії.

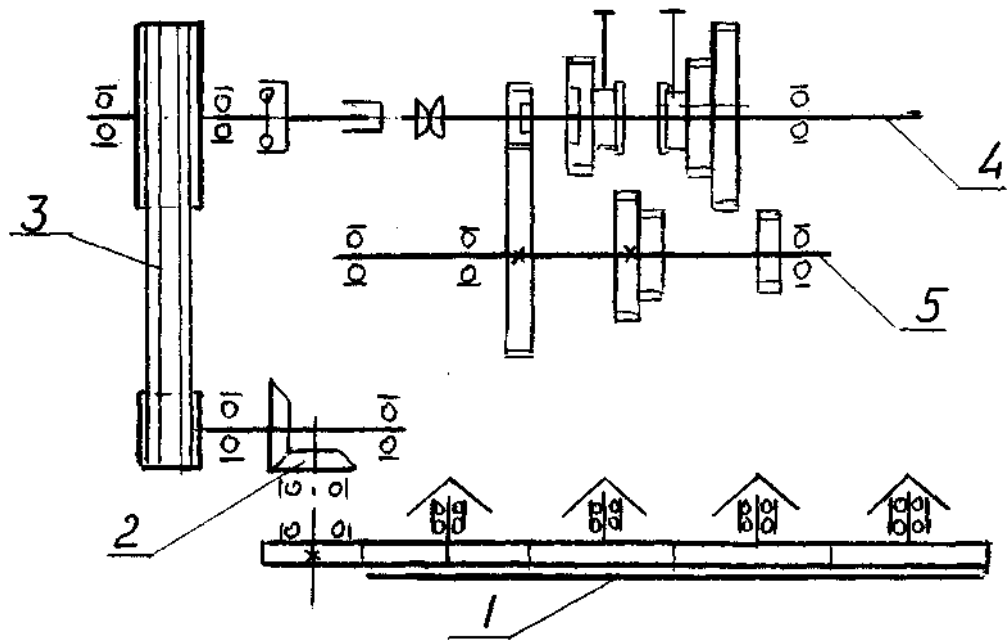


Рисунок 3.5 – Кінематична схема експериментальної косарки
 1-різальний апарат; 2-конічний редуктор; 3-пасова передача; 4-вал ВВП енергетичного засобу; 5-вал трансмісії.

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Вплив механіко-технологічних властивостей стебла на якісні показники процесу різання

Експериментально встановлено, як впливає розподіл стеблової маси за довжиною на показник приведеної маси, що бере участь у процесі перерізання стебла. Результати дослідів підтверджують, що чим вища густота стояння травостою і більша кількість стебл перебуває в зоні різання, тим якісніше відбувається різання і менші втрати зеленої маси. З рис 4.1. бачимо, що найбільш рівномірно за висотою у масовому показнику розташовані люцерна і пирій. Загальна висота стебел коливається в межах 0,7...0,8 м. Висота залишків стерні становить 5...10% від загальної маси рослин. Даний розподіл за масою для стебл люцерни негативно відбивається на процесі безпідпiрного різання, особливо на

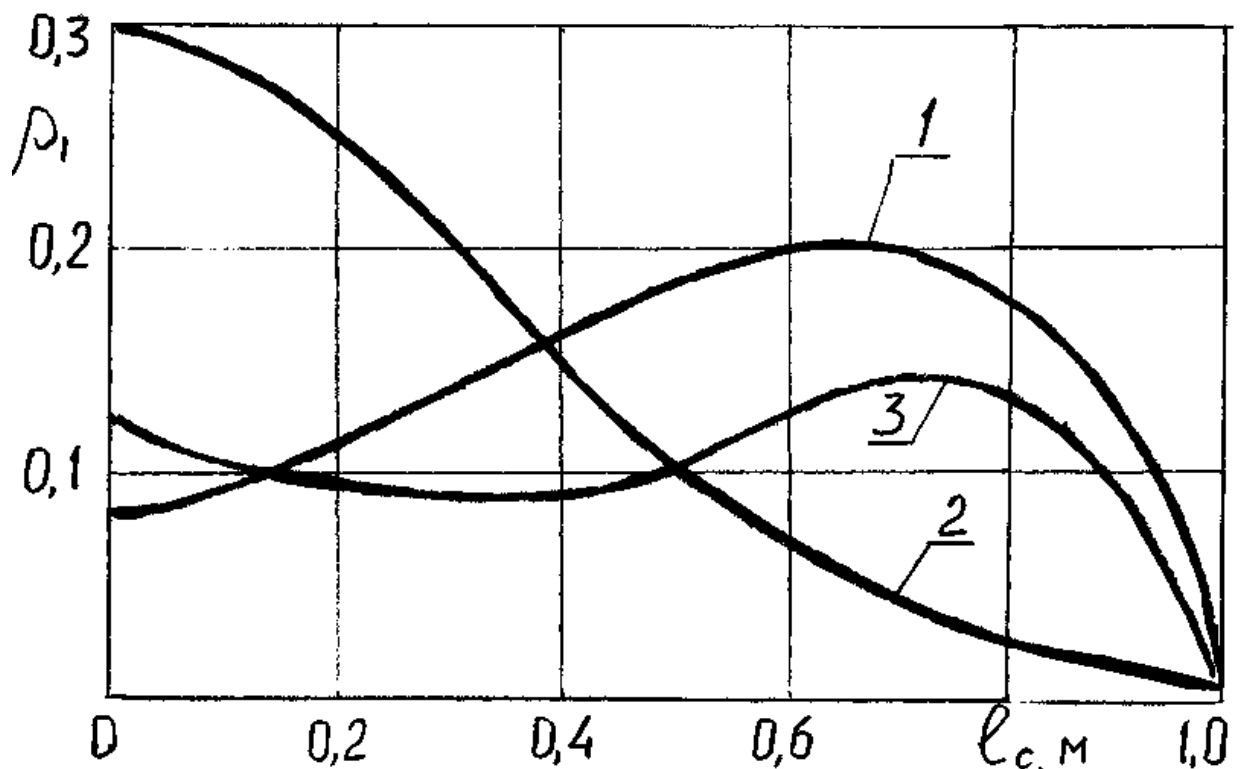


Рисунок 4.1 – Розподіл маси за висотою стебел: 1 – пирій, 2 – суданка, 3 – люцерна

низьких швидкостях перерізання, а це в свою чергу вимагає вдосконалення різальних апаратів роторного типу і до оснащення їх підпірними пальцям для забезпечення підпiрного різання.

Основним показником механічних властивостей стебба, що суттєво впливає на процес різання є модуль пружності. Результати дослідження модуля пружності наведені на рис. 4.2.

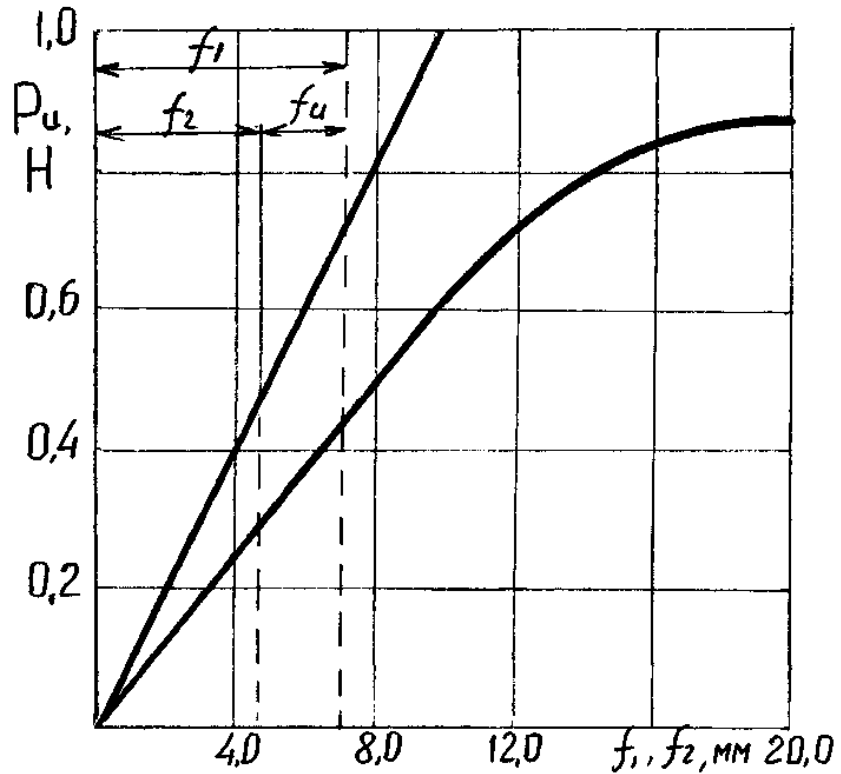


Рисунок 4.2 – Залежність зусилля згину від ваги (1) і переміщення струбцини (2).

У стебел, в яких залежність зусилля згину нелінійна, або близька до пластичної, відношення згинаючого зусилля до стріли прогину виражають тангенсом кута нахилу дотичної до кривої.

Таблиця 4.1 — Показники стебел рослин

Параметри	Рослина		
	Люцерна	Суданка	Пирій
Згинаюче зусилля, Н	0,50	0,33	0,20
Стріла прогину, мм	2,4	9,0	10,0
Прикладене плече згинаючого зусилля, мм	70	70	70
Зовнішній діаметр стебла, мм	4,10	3,30	2,45
Внутрішній діаметр стебла, мм	2,20	1,50	1,60
Модуль Юнга, Мпа	1870	2380	1590

За результатами рис. 4,2 зробимо висновок, що модуль пружності із виникненням пластичної деформації суттєво зменшується.

Одним із показників, від якого залежить енергетична характеристика процесу різання, є динамічне зусилля тертя.

Результати лабораторних досліджень підтверджують, що із збільшенням кутової швидкості обертання ротора косарки, сили та динамічний коефіцієнт тертя стебла по диску (рис. 4.3) зменшується. Із збільшенням швидкості з 25 до 50 м/с є причиною зменшення динамічного коефіцієнта тертя на 29%, що сприяє покращенню енергетичної характеристики косарки. Зміна кількості зеленої маси на дисках ротора з 7 до 10,6 кг суттєвого впливу не має на зміну величини динамічного коефіцієнта тертя.

Графічних залежностей (рис. 4.4) бачимо, що динамічний коефіцієнт для частоти 18,2 Гц зростає у 2,0...2,5 рази.

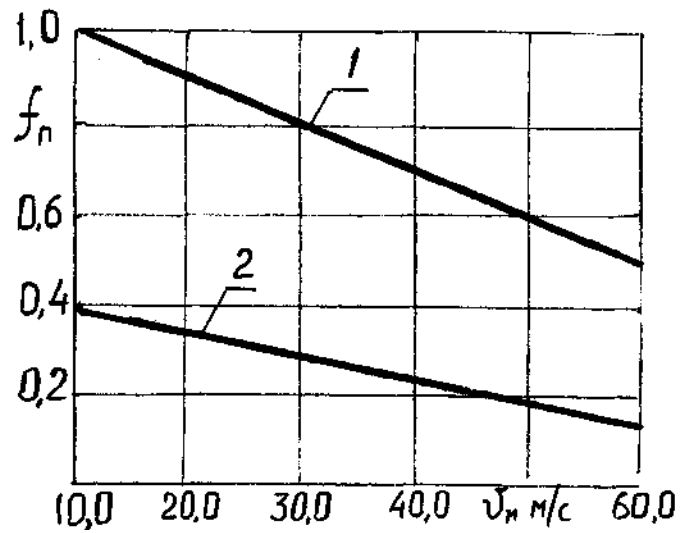


Рисунок 4.3 – Зміна коефіцієнта динамічного тертя від швидкості руху зеленої маси на дисках ротора косарок КМ-22, КРН-2,1

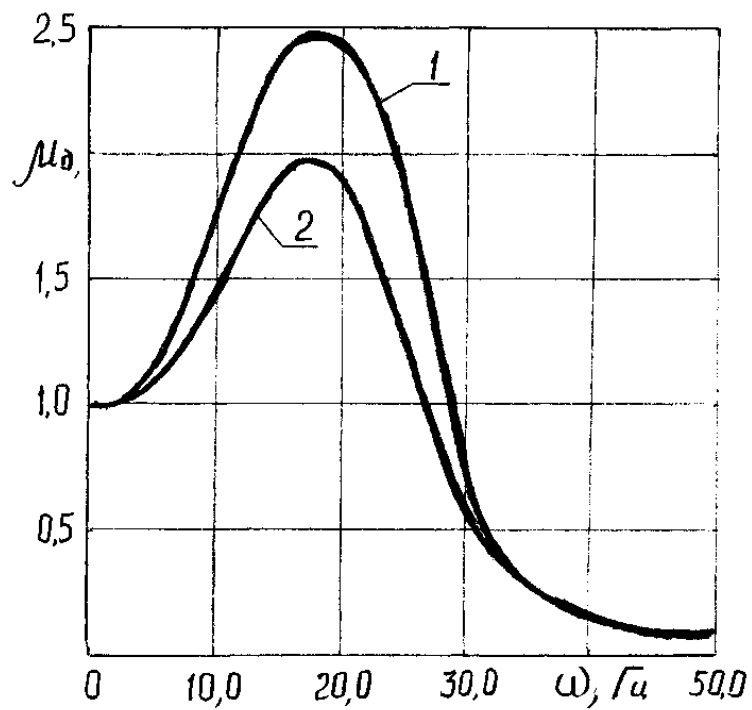


Рисунок 4.4 – Зміна динамічного коефіцієнта стебла від частот його вимушених коливань 0,4(1) та 0,5 (2).

4.2. Залежність якості зрізу стебла від параметрів ротаційного апарата

Якість різання стебел рослин, а саме: рівень зрізу над поверхнею ґрунту і втрата зеленої маси не дозрілим стеблом та його переподрібненням – залежить від кількості сегментів закріплених диску ротора, орієнтації підпирних пальців що забезпечують процес підпирного зрізу, конструктивних та кінематичних показників сегмента, зазорів між різальними парами та ін.

Результати досліджень висоти зрізу стебла від швидкості руху різального апарату роторного типу наведені в таб. 4,2 і свідчать, що чим вища швидкість збирального агрегату, а саме зростання швидкості з 0,7 до 1,7 м/с стає причиною зростання висоти зрізу стебла на 6,8...16,4%, а це відповідно стає причиною зростання втрат зеленої маси.

Таблиця 4.2 — Вплив швидкості руху різального апарата роторного типу на висоту зрізу стебла для швидкості сегмента 33 м/с і щільності травостою 40...50 кг/м².

Показники	Показники		
	I	II	III
Швидкість руху, м/с	0,7	1,4	1,9
Висота зрізу з нахилом сегмента 0°, мм	74	79	73
Висота зрізу з нахилом сегмента 30°, мм	85	93	97
Висота зрізу з нахилом сегмента 60°, мм	86	105	100

Збільшення кута встановлення сегмента сприяє зростанню висоти зрізу, а відповідно і втрат. Мінімальна висота зрізу спостерігається за умови коли сегмент знаходиться в нульовому положенні, відхилення відсутнє. Це пов'язано з тим, що відсутнє різання з ковзанням, процес відбувається жорсткіше, а отже інерційні сили не сприяють відхиленню стеба, а отже це забезпечує умову мінімальної висоти зрізу.

Збільшення швидкості різання сегментів з 33 до 50 м/с, є причиною зменшення висоти перерізання стебла на 7%, але відсутність різання з ковзанням стає причиною суттєвого зростання енергозатрат, при роботі косарки роторного типу на холостому ході, та втрат енергії через дію на стебла рослин.

Отже при зростанні швидкості руху різального апарату роторного типу і кута відхилення сегментів встановлених на дисках роторів, висота перерізаня стебла рослин буде зростати, а зміну шарнірного кріплення сегментів приймають у межах 30...40°. Одним з шляхів мінімізації висоти зрізу на малих швидкостях різання, можна досягти з використанням у різальному апараті підірних або проти різальних пальців.

Висота зрізу по сторонах планки, вища у 1,5...2 рази, ніж посередині. Різальний апарат з пальцями розташованими паралельно його руху сприяє однакої висоті різання за всією шириною захвату. Встановлення підірних пальців паралельно напрямку руху є оптимальною.

Для швидкості руху косарки більше 15 км/год висота зрізу зростає 1,7...2 рази, для відхилення сегментів від нульового положення до 30°, що підтвердило теоретичні розрахунки при виборі кута різання.

Допустимий робочий зазор між сегментом та підірним пальцем допускається в межах 0,2...0,5 мм. Збільшення зазору стає причиною погіршення процесу різання у зв'язку з заховуванням стебла в різальних парах, а занадто малий зазор, впливає на зростання сил тертя між стеблом і різальними парами.

Результати експериментальних досліджень, підтвердили теоретичні розрахунки, можливості зростання втрат зеленої маси внаслідок переподрібнення стебла із-за недосконалості конструктивно-технологічних параметрів різального апарату роторного типу. Врахувавши ці особливості в конструкції експериментальної установки різального апарату ротаційно-пальцевого типу, вдалось зменшити втрати зеленої маси на 0,7%, за рахунок виступаючої частинами підвісу сегментів.

4.3. Вибір конструктивно-технологічних параметрів різального апарату ротаційно-пальцевого типу

Основними параметрами різального апарату ротаційно-пальцевого типу, є його робоча швидкість та ширина захвату. Робоча швидкість даної косарки знаходиться в межах 5-15 км/год, що цілком задовольняє вимоги сучасного сільського господарства.

Діаметр дисків ротора косарок роторного типу, коливається в межах 0,4...1 м.

Мінімально допустимий діаметр ротора знаходимо з виразу:

$$D_{\min} = \frac{4(B_p + S)^2 - P_p^2}{2P_p}, \quad (4.1)$$

де B_p – відстань від краю бруса до центра диска, м.

Даний параметр визначали конструктивно, для косарки роторної КРН-2,1 він дорівнює 100 мм; подача S на сегмент рівна 3...10 см. Для забезпечення якісних умов роботи косарки пропонуємо 5 см, адже за меншої подачі робоча частина сегмента використовується не надто ефективно, а при великій – зростають витрати потужності.

Для задовільної роботи роторів P_p їх перекриття повинно становити 100 мм. Підставивши у формулу 4,1 розрахуємо його номінальний діаметр.

$$D_{\min} = \frac{4(100+50)^2 - 100^2}{2*100} = 400 \text{ мм}$$

На основі конструктивної ширини захвату косарки, діаметр ротора розраховуємо:

$$D = \frac{B_k}{2n_p} + P_p, \quad (4.2)$$

де B_k – ширина захвату косарки, $B_k = 2100$ мм

n_p – кількість пар роторів, яку розміщують по ширині захвату.

Отже остаточний діаметр диска ротора:

$$D = \frac{2100}{2*2} + 100 = 625 \text{ мм}.$$

З метою зменшення енерговитрат на процес різання, швидкість пере різання стебла порівняно з косарками роторного типу бажано зменшити.

При розрахунках приймаємо результати експериментальних досліджень, швидкість різання сегментів 36 м/с. У цьому випадку кут відхилення сегмента від нульового положення повинен становити 30...40°.

Довжину сегмента знаходимо с виразу:

$$l = \frac{D}{2\sqrt{2(1+\cos \alpha_H)}}, \quad (4.3)$$

де α_H – кут відхилення сегмента від нульового положення, ($\alpha_H = 40^\circ$)

$$l = \frac{625}{2\sqrt{2(1+\cos 40^\circ)}} = 167_{мм}$$

Діаметр диска ротора має бути меншим діаметра ротора на подачі сегмента. Тоді, діаметр диска ротора.

$$d_\partial = D - 2S, \quad (4.4)$$

Звідси,

$$d_\partial = 625 - 2,50 = 525_{мм}.$$

Також слід врахувати, що діаметр дискаротора має бути меншим міжцентрової відстані між роторами, щоб сусідні диски ротора не співударялись один з одним.

Відстань між центрами роторів

$$M = D - P_p, \quad (4.5)$$

Звідси,

$$M = 625 - 100 = 525 \text{ мм},$$

Враховуючи між дискові зазори 10 мм, і відстані між їх центрами, приймаємо діаметр диска 515 мм.

Кількість сегментів розраховуємо з виразу:

$$Z = \frac{\pi U_{II} D}{U_H S}, \quad (4.6)$$

Робочу швидкість $U_{\text{п}}$ косарки приймаємо 4 м/с, швидкість $U_{\text{н}}$ сегментів, 36 м/с

Кількість сегментів отримаємо,

$$Z = \frac{3,14 * 4 * 0,625}{36 * 0,05} \approx 4$$

Щоб зменшити енергозатрати на переміщення пальців у стеблестої зменшуємо ширину пальців при основі прямопропорційно кроку. Максимальна ширина рівна 20 мм.

Висновки

Згідно результатів досліджень, динамічний коефіцієнт тертя на диски ротора зменшується прямопропорційно збільшенню швидкості обертання і для 18 м/с дорівнює 0,34, а для 30 м/с – 0,25.

Дослідження ефективності різального апарату в діапазоні швидкостей сегментів 36...72 м/с, підтвердило необхідність зменшення швидкостей зрізання до 36 м/с з застосуванням підпірного різання в косарках роторного типу. Дані зміни знизять витрати у 2 рази в порівнянні з серійними косарками.

Польовими випробуваннями досліджено вплив конструктивних параметрів різального апарату роторного типу на втрати зеленої маси. Доказано, що встановлення підпірних пальців паралельно руху агрегату є оптимальною, різальна кромка сегментів має виготовлятися криволінійною, для забезпечення оптимального кута защемлення, допустимий зазор між сегментом та пальцем 0,2...0,5 мм. Оптимальна висота зрізу досягається при встановленні на кожному диску ротора чотирьох сегментів.

Перспективним є проектування різальних апаратів роторного типу з швидкістю різання сегментів 72 м/с, з поступальними швидкостями більше 4,5 м/с, що сприятиме зменшенню питомих енерговитрати на 4,3 кДж/м².

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Складання карти умов праці при обкошуванні обочин доріг ротаційно-дисковими косарками

Для сучасного виробництва важливим є вплив на організм людини різних технічних, біологічних та інших факторів. З метою прогнозування цих факторів проводимо паспортизацію робочого місця оператора.

Метою паспортизації санітарно-технічного стану робочого місця є виявлення усіх виробничих небезпек для розробки проектів інженерно-технічних та організаційних рішень у створенні безпечних і здорових умов праці. Відповідно до типової ієрархічної структури сільськогосподарського виробництва (цех, дільниця, робоча зона бригади, робоче місце) одиничним елементом виробництва є робоче місце. На ньому проявляються всі шкідливі і небезпечні виробничі фактори, які діють на працюючого і визначають ефективність його виробничої діяльності. Базовим елементом паспортизації є карта умов праці, в якій представлені фактори безпеки по трьох напрямках факторів безпеки: трудовому, санітарно-гігієнічному та технічному .

Карта умов праці передбачає виявлення на робочому місці шкідливих і небезпечних виробничих факторів та причин їх виникнення; дослідження санітарно-гігієнічних факторів виробничого середовища, важкості й напруженості трудового процесу, комплексну оцінку факторів виробничого середовища і характеру праці на відповідність їх вимогам стандартів, норм і правил; обґрунтування віднесення робочого місця до відповідної категорії з шкідливими умовами праці, підтвердження (встановлення) права працівників на пільгове пенсійне забезпечення та інші пільги залежно від умов праці.

Карта умов праці на робочому місці становить основу санітарно-технічного паспорту виробничої дільниці (бригади, майстерні, ферми тощо).

До санітарно-технічного паспорта дільниці входить збірна інформація з карт умов праці на робочих місцях, додаткова характеристика засобів

колективного користування (будівлі, побутові й допоміжні приміщення, засоби колективного захисту, під'їзні шляхи).

Паспорт господарства складається з паспортів діляниць і містить додаткову характеристику засобів загальногосподарського користування, об'єкти колективного захисту. Кожний головний спеціаліст господарства організує обстеження умов праці і стан технічної безпеки у підпорядкованій йому галузі. Значно зменшити об'єми робіт при паспортизації можна шляхом групування типових робочих місць.

На кожне типове робоче місце складається карта умов праці, в яку заносяться трудові, санітарно-гігієнічні і фактори технічної безпеки.

За гігієнічною класифікацією праці та іншими джерелами визначається перелік факторів умов праці на робочому місці, для яких з нормативних документів встановлюють гранично допустимий рівень або гранично допустиму концентрацію (ГДК, ГДР), які заносяться в гр. 1, 2, 3.

Коефіцієнт нормозабезпеченості визначаємо за формулою

$$K_n = 1 \pm \frac{A_b - A_n}{A_n}, \quad (5.1)$$

де A_b – фактичне значення фактора умов праці;

A_n – гранично допустимий рівень або концентрація.

Коефіцієнт небезпечності від дії фактора можна визначити з виразу

$$K_{дф} = K_n \cdot T_{дф}. \quad (5.2)$$

Тут $T_{дф}$ – час дії фактора у частках тривалості зміни.

Коефіцієнт небезпечності від усіх факторів дорівнює

$$K = \frac{K_{дф}}{n}, \quad (5.3)$$

де n – кількість факторів умов праці.

Складаємо карту умов праці робочого місця при збиранні кукурудзи на зерно на підставі розрахунків за формулами, представленими вище. Отримані дані заносимо в табл. 5.1.

При складанні табл. 5.1. використовуємо дані нормативних документів:

- ГОСТ 12.1.003-83 – Шум. Санітарно-гігієнічні вимоги;
- ГОСТ 12.1.005-86 – Повітря робочої зони. Санітарно-гігієнічні вимоги;
- ДСТУ 23.00-93 – Вібрація, терміни та визначення;
- ДНАОП 0.00- 1* - Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу.

Таблиця 5.1

Карта умов праці при косінні трав ротаційно-дисковими косарками

Фактори умов праці	Нормативне значення фактора		Фактичне значення фактора умов праці, $A_{в}$	Коефіцієнт нормо-забезпечення, $K_{н}$	Час дії фактора		Коефіцієнт небезпечності	
	Гранично допустимий рівень або концентрація (ГРД, ГДК), $A_{н}$	Нормативний документ			в годинах	частках до довготривалості зміни, $T_{дф}$	від дії фактора, $K_{дф}$	від усіх факторів k
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1. Рівень шуму.	80 дБ	ГОСТ 12.1.009-83	110 дБа		8	0,8	0,26	
2. Пил								
2.1. Грунтовий пил	10 мг/м ³	ГОСТ 12.1.005-88	55мг/м ³	-3,5	8	0,8	-2,8	
3. Вібрація	0,65 м/с для 1000 Гц, 102 дБ	ГОСТ 23.00.-93	0,55 м/с для 1000 Гц, 102 дБ	0,846	8	0,8	0,677	
4. Температура повітря (липень-серпень)	Відкриті території – гранично допустимий +25,8 ⁰ С	1*	+38 ⁰ С	0,527	8	0,8	0,42	
5. Пари нафтопродуктів (мастил, дизпалива, масла)	100 мг/м ³	ГОСТ 12.1.005-86	107мг/м ³	0,93	8	0,8	0,744	

Продовження табл. 5.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
6. Сенсорні навантаження:								
6.2 Щільність сигналів	75%		80%	0,93	8	0,8	0,744	
6.3. Кількість виробничих об'єктів одночасного спостереження	5%		9%	0,2	8	0,8	0,16	
7. Робоча поза	Вільна	1*	Перебування у фіксованій позі більше 50% часу зміни.	0,5	8	0,8	0,8	
8. Всього								0,66

5.2. Оцінка рівня небезпеки виникнення аварій і травм

Наведемо методика побудови логічно-імітаційної моделі для обслуговування ротаційно-дискової косарки.

Після вибору домінуючого випадкового явища (події) розпочинаємо побудову моделі (“дерева”). Використовуючи оператора “і” та “або”, використовуємо набір ситуацій (відомих до цього), які можуть призвести до події, вибраної як домінуюча чи головна? [32].

Спочатку визначаються травмонезбезпечні ситуації та їх кількісні оцінки, що можуть мати місце в процесі що розглядається. Логічним аналізом із застосуванням операторів “і”, “або” та інших, визначаємо ще й інші події, що входять до кожної такої ж ситуації. Процес побудови моделі триває, поки не будуть знайдені усі базові події, що визначають границі моделі.

Слід мати на увазі, що кожна випадкова подія, до якої входять базові події, може формуватися й виникати при входженні у неї двох, трьох і більше базових подій за допомогою відповідних операторів.

Повністю побудована і перевірена модель підлягає математичній обробці для визначення ймовірності кожної випадкової події, що увійшла до моделі, починаючи з базових і закінчуючи головною.

За даними виробництва визначаємо ймовірність базових подій. Наприклад, базова подія “стан контролю з охорони праці”. Для визначення ймовірності ми повинні встановити, наскільки (у відсотках) від ідеального рівня здійснюється відповідний контроль на об’єкті. Якщо буде встановлено, що такий рівень контролю становить 50% або 30%, то ймовірність відповідно дорівнює 0,5 і 0,3. При відсутності контролю ймовірність “не здійснення контролю” становитиме 1, якщо контроль ідеальний, то відповідно ймовірність дорівнює 0.

Після обчислення ймовірності всіх подій, розміщених у ромбах, і базових подій, починаючи з лівої нижньої гілки “дерева”, позначаємо номерами всі випадкові події, що увійшли до моделі.

Отже, для побудови логіко-імітаційної моделі процесу, формування і виникнення аварії та травми при обслуговуванні косарки складемо перелік базових подій. Вони лежатимуть в основі даної моделі. Кожній події (пункту) присвоїмо певне значення ймовірності його виникнення: стан контролю з охорони праці [32].

Для проведення обчислень ймовірності травми використаємо логіко-імітаційну модель процесу її формування (рис. 5.1).

1. Ймовірність події 3:

$$P_3 = P_1 + P_2 - P \cdot P_2. \quad (5.1)$$

Умовно прийнято, що ймовірності базових подій $P_1=0,4$, а $P_2=0,3$. Підставивши дані ймовірностей базових подій, одержимо:

$$P_3 = 0,4 + 0,3 - 0,4 \cdot 0,3 = 0,58.$$

Слід зауважити, що обчислення ймовірностей випадкових подій провадяться відповідно до положень булевої алгебри.

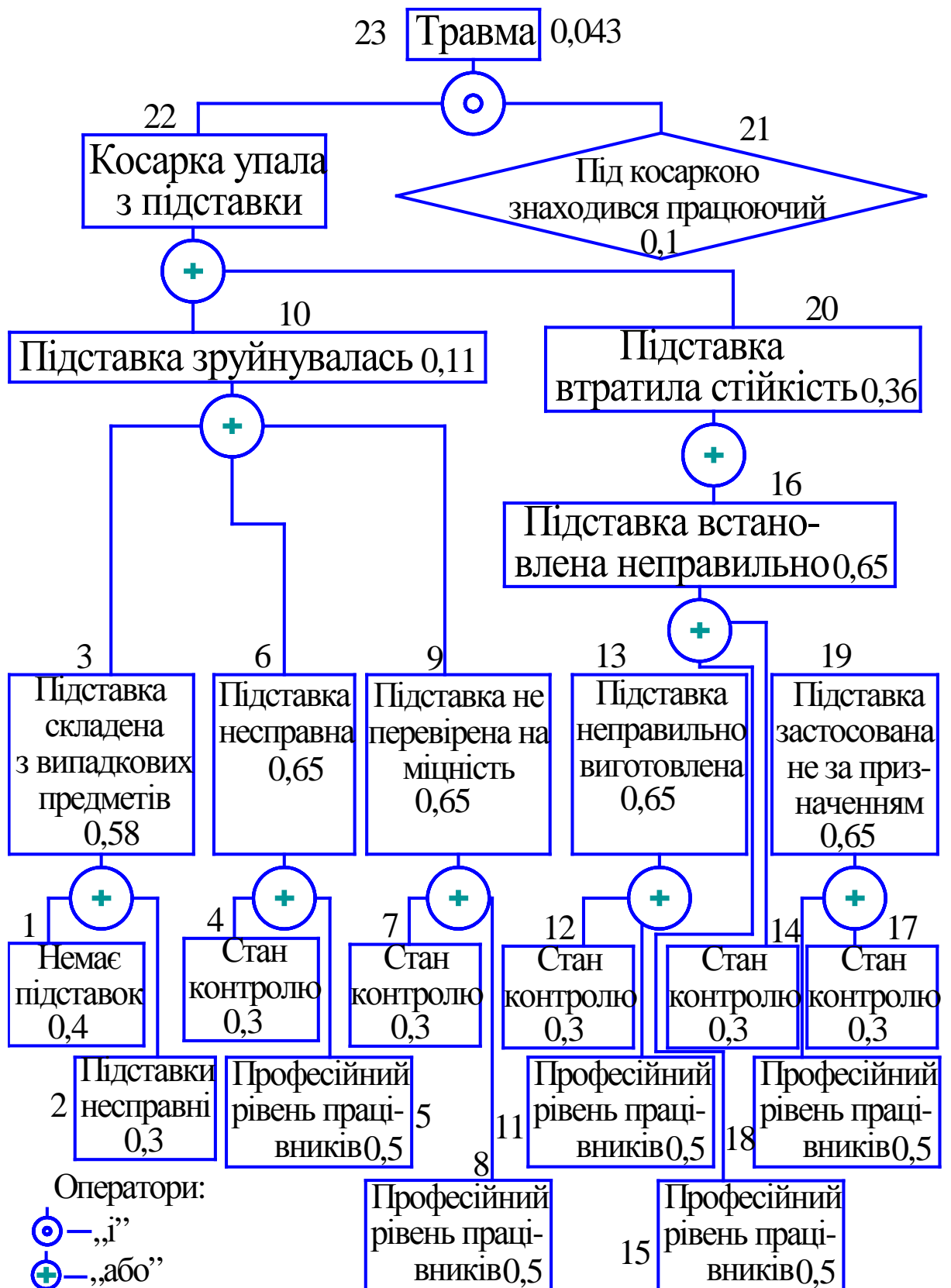


Рис.5.1 Логіко-імітаційна модель процесу виникнення травм при технічному обслуговуванні комбайна:

1.2.3-номери подій; 0.3;0.5-ймовірність подій

Аналогічно обчислюємо ймовірність інших подій залежно від їх номера:

$$P_6 = P_4 + P_5 - P_4 \cdot P_5 = 0,65; \quad (5.2)$$

$$P_9 = P_7 + P_8 - P_7 \cdot P_8 = 0,65; \quad (5.3)$$

$$P_{10} = P_3 + P_6 + P_9 - P_3 \cdot P_9 - P_3 \cdot P_6 - P_6 \cdot P_9 + P_3 \cdot P_6 \cdot P_9 = 0,11; \quad (5.4)$$

$$P_{13} = P_{11} + P_{12} - P_{11} \cdot P_{12} = 0,65; \quad (5.5)$$

$$P_{16} = P_{14} + P_{15} - P_{14} \cdot P_{15} = 0,65; \quad (5.6)$$

$$P_{19} = P_{17} + P_{18} - P_{17} \cdot P_{18} = 0,65; \quad (5.7)$$

$$P_{20} = P_{13} + P_{16} + P_{19} - P_{13} \cdot P_{16} - P_{13} \cdot P_{19} - P_{16} \cdot P_{19} - P_{13} \cdot P_{16} \cdot P_{19} = 0,36; \quad (5.8)$$

$$P_{21} = 0,1; \quad (5.9)$$

$$P_{22} = P_{10} + P_{20} - P_{10} \cdot P_{20} = 0,43; \quad (5.10)$$

$$P_{23} - P_{22} \cdot P_{21} = 0,043. \quad (5.11)$$

Таким чином, на робочому місці під час технічного обслуговування косарки при наявності тих недоліків з охорони праці, які відображені у базових подіях на 100 таких місць, можна очікувати 4,3 травми. Якщо зазначені недоліки негайно усунути (підвищити професійний рівень працюючих, поліпшити контроль за дотриманням вимог з охорони праці та виготовити необхідну кількість підставок за всіма вимогами безпеки), то можна побачити на моделі шляхом повторного розрахунку, що рівень небезпеки буде наближатися до 0, а рівень безпеки до 1. Слід мати на увазі, що на даному робочому місці можуть бути й інші недоліки, які призведуть до травми з інших причин.

Використання логіко-імітаційних моделей для дослідження аварій і травм та обґрунтування заходів охорони праці, дають можливість знизити ймовірність виникнення аварійних та травмонезбезпечних ситуацій. Якщо необхідно оцінити рівень небезпеки робочого місця, слід уважно вивчити і побудувати логічні моделі можливих небезпечних ситуацій, які враховують усі стани обладнання та самого робочого місця, а також поведінку комбайнера і розрахувати ймовірність виникнення можливих травм.

5.3. Розробка заходів щодо зменшення виникнення травм під час роботи агрегата

Для запобігання процесів виникнення травм, [40] під час роботи агрегата необхідно виконати наступні заходи. Видалити із зони робіт сторонніх осіб. Перевірити справність спецодягу, одягнути його, прослідкувати за виконанням цієї вимоги іншими виконавцями. Періодично перевіряти надійність зчіпного (навісного) пристрою, відповідність його технічним вимогам. Перевірити, щоб опори (підніжки) та поручні (перила, ручки) трактора були справними та сухими. Перед посадкою в кабіну очистити взуття і сходинки від бруду.

При виявленні попадання відпрацьованих газів в кабіну трактора негайно припинити роботу. Забороняється відпочивати в кабіні трактора при працюючому двигуні. Дотримуватись вимог інструкцій з безпеки праці під час роботи з пестицидами та агрохімікатами. Не допускається працювати без засобів індивідуального захисту або з несправними засобами.

Під час роботи дотримуватися правил особистої гігієни, не допускати проливання технологічних розчинів, пального і мастил на одяг, взуття та відкриті частини тіла, а також на землю. Забороняється вживати їжу і палити на робочому місці під час виконання робіт, особливо з використанням шкідливих речовин. Витримувати відстань від зовнішніх країв коліс (гусениць) агрегату до початку схилу, канави, інших нерівностей не менше 1 м. Необхідно бути обережним при переїздах по крутих схилах, ровах, глибоких вибоїнах, поворотах і особливо після дощу.

Після закінчення маневрування, на початку прямолінійного руху агрегату, необхідно перевести машину (робочі органи) в робоче положення.

Забороняється робити круті повороти та маневрування агрегатом заднім ходом. Швидкість руху агрегату знижують до 3-4 км/год. Перед спуском з гори необхідно зупинити трактор, включити першу передачу, заблокувати гальма і на зниженій частоті обертання вала двигуна, обережно гальмуючи, з'їжджати з гори. Забороняється знижувати швидкість руху на спусках або підйомах за рахунок перемикання передач.

Забороняється робота тракторних агрегатів під час дощу, туману, вночі, а також на схилах із слизьким глинистим ґрунтом. Всі роботи на схилах і в гористій місцевості виконують тільки у світлий час доби. В разі обслуговування причіпних машин декількома працівниками, одного з них призначають відповідальним за початок і зупинки в роботі агрегату.

Не допускається знаходження на агрегаті, а також на полі, де проводиться обробіток ґрунту, людей, які не беруть участі у виконанні технологічного процесу. Перед початком руху агрегату, включенням гідросистеми або валу відбору потужності подають звуковий сигнал, впевнюючись, що переміщення агрегату нікому не загрожують, і тільки після цього розпочинають рух. Під час роботи в темну пору доби з помічником (причіплювачем) не допускається виконувати роботи, пов'язані з переміщенням агрегату, при його відсутності. Рух агрегату після зупинки допускається розпочинати лише після обміну з помічником домовленими сигналами. Необхідно впевнитися, що він знаходиться у безпечних умовах.

При маневруванні агрегату (поворот, розворот) спочатку необхідно впевнитися, що в радіусі його руху не знаходяться люди, і тільки після цього перевести робочі органи в транспортне положення і виконати маневр.

Забороняється залишати без догляду агрегат з працюючим двигуном трактора. При тривалій зупинці агрегату – загальмувати трактор, опустити знаряддя та вимкнути двигун. При зупинці колісного трактора – підкласти башмаки під колеса. Відпочивати в полі допускається тільки в спеціально відведених місцях, які обладнуються добре помітними віхами (жердина висотою до 3 м з червоним прапорцем) вдень і освітленими ліхтарями в темну пору доби.

Забороняється відпочивати під транспортними засобами, серед поля, у копицях тощо. Забороняється проводити технічне обслуговування, заправку трактора на схилах, а також ставити агрегат на стоянку з метою запуску двигуна накатом. Регулювання та очистку робочих органів від сторонніх предметів, налиплого ґрунту і рослинних залишків необхідно проводити тільки спеціальними чистиками в рукавицях при зупиненому, загальмованому агрегаті з

виключеним двигуном, не ставлячи при цьому ноги в зону можливого падіння (опускання) робочих органів машини. При намерзанні на робочих органах агрегату ґрунту і рослинних решток необхідно припинити роботу і очистити робочі органи.

При зупинці трактора, що рухається попереду, об'їжджати його необхідно з боку необробленого узбіччя і при цьому обов'язково виключати причіпні машини. Під час роз'їзду тракторів завжди необхідно триматися правого боку і на відстані не менше як 2 м від зустрічного трактора.

Під час роботи в умовах видимості менше 20 м знижують швидкість, вимикають задній ліхтар, габаритні вогні та ближнє світло фар, періодично подаючи звуковий сигнал і відповідаючи на сигнали іншого тракториста.

Під час роботи агрегату забороняється зіскакувати і вискакувати на нього, висовуватись із кабіни трактора, ставати на підніжку для огляду робочих органів, переходити з однієї причіпної машини на іншу, ремонтувати (регулювати) робочі органи, сидіти та стояти на крилах трактора, причіпних сергах або рамах машин.

6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

Порівняння технічних та експлуатаційно-технологічних даних експериментальної ротаційно-пальцевої і базової серійної ротаційної КРН-2,1 косарок (таблиця 5.1) показує більш високу продуктивність та якість зрізу рослин косаркою з ротаційно-пальцевим різальним апаратом.

Більш висока продуктивність експериментальної косарки досягається за рахунок підвищення робочої швидкості, яка є можливою завдяки зниженню витрат потужності на скошування. Висока якість зрізу рослин ротаційно-пальцевим різальним апаратом, а саме люцерни, забезпечує швидке зростання, а зменшення швидкості різання – знижує втрати урожаю у вигляді подрібненої трави. Економічна ефективність використання ротаційно-пальцевої косарки визначається на основі вихідних даних, що отримані при експериментальних дослідженнях (таблиця 5.2), експлуатації ротаційних косарок за методиками використанням нормативних матеріалів.

Таблиця 5.1 — Порівняльні техніко-технологічні показники косарок

Показники	Значення показників	
	Серійна косарка КРН-2,1	Експериментальна косарка
Поступальна швидкість, м/с	4,2	5,5
Ширина захвату, м	2,1	2,1
Продуктивність за час чистої роботи, га/рад	3,1	3,8
Маса, кг	570	630
Кількість роторів	4	4
Частота обертання роторів, рад/с	200	130
Кількість ножів на роторі	2	4
Колова швидкість ножів, м/с	60	36
Висота зрізу рослин, см	5...6	5...8
Потужність агрегату, кВт	42,0	29,0
Втрати подрібненої трави, %	1,5	0,7
Агрегується з трактором класу	9...14	9...14

Таблиця 5.2 — Вихідні дані для розрахунку техніко-економічних показників косарок

<i>Показники</i>	Базова косарка	Експериментальна косарка
Балансова вартість, грн	10800	12000
Кількість обслуговуючого персоналу, люд	1	1
Робоча швидкість, м/с	4,2	5,0
Урожайність скошеної трави, ц/га	200	200
Коефіцієнт використання часу зміни	0,73	0,73
Балансова вартість трактора МТЗ-82, грн	28000	28000
Комплексна ціна 1 кг палива, грн	1,55	1,55
Номінальна потужність двигуна трактора, кВт	60	60
Використання потужності двигуна трактора, %	85	85
Питома витрата палива, кг/кВт	0,252	0,252
Заробітна плата тракториста із врахуванням надбавок, грн/год	0,98	0,98
Нормативне річне завантаження, га	150	180

Річна економія праці на експлуатації нового скошуючого агрегату:

$$E = (Z_B + Z_H) V_z, \quad (5.1)$$

де Z_B - затрати праці на експлуатацію базового агрегату, люд-год

Z_H - затрати праці на експлуатацію нового агрегату, люд-годин

V_z - річне завантаження нової косарки, га

Підставивши в розрахункову формулу значення показників, отримаємо:

$$E = (0,32 - 0,26) 180 = 10,8 \text{ люд-год}$$

Річна економія прямих експлуатаційних витрат

$$E_e = (I_B - I_H) B_3, \quad (5.2)$$

де – прямі експлуатаційні витрати по базовому агрегату, грн/га

– прямі експлуатаційні витрати по новому агрегату, грн/га

$$E_e = (31,16 - 25,7) 180 = 982,8 \text{ грн/га}$$

Чистий прибуток від збільшення збору зеленої маси з гектара, наприклад, люцерни, завдяки зменшенню втрат урожаю у вигляді подрібненої трави:

$$Y = K * \Pi, \quad (5.3)$$

Де К – прибавка збору урожаю з гектара, (К=0,5т/га)

Π – вартість 1 т. люцерни, (Π=250,0 грн)

$$Y = 0,5 * 250,0 = 125,0 \text{ грн/га}$$

Річний економічний ефект від впровадження нової косарки із врахуванням збільшення збору урожаю

$$E_p = (\Pi_B - \Pi_H + Y) B_3, \quad (5.4)$$

де – приведені витрати по базовій машині, грн/га

– приведені витрати по новій машині, грн/га

$$E_p = (69,95 - 58,02 + 125,0) 180 = 24647,4 \text{ грн.}$$

Термін окупності нової конструкції

$$C_0 = \frac{B_M^H - B_M^B}{E_e}, \quad (5.5)$$

де B_M^H, B_M^B – балансова вартість відповідно нової та базової конструкції косарок, грн.

$$C_0 = \frac{12000 - 10800}{982,8} = 1,2 \text{ роки}$$

Результати розрахунку техніко-економічних показників для базової та нової конструкції косарки, заносимо в таблицю 5,3

Таблиця 5.3 — Порівняльні техніко-економічні показники косарок

Показники	Базова машина	Експериментальна машина
Продуктивність, га/рад	3,10	3,8
Затрати праці за годину експлуатаційного часу, люд-год	0,32	0,26
Прямі експлуатаційні витрати, грн/га	31,16	25,7
Питомі капітальні вкладення, грн/га	258,6	215,5
Приведені витрати, грн/га	69,95	58,02
Економія експлуатаційних витрат, грн	-	982,8
Річний економічний ефект, грн	-	24647,4
Термін окупності, років	-	1,2

Висновки

Із таблиці 5.3 видно, що продуктивність експериментальної косарки у порівнянні з серійною збільшується на 18%, затрати праці зменшуються на 12,5%, а приведені витрати – на 17%.

Застосування ротаційно-пальцевого апарата є економічно доцільним, що дозволяє підвищити технічний рівень скошуючих агрегатів і отримати економічний ефект у розмірі 24647,4 грн. на рік від однієї косарки.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. Витрати енергії при безпідпiрному зрiзi рослин та якостi роботи ротацiйних косарок залежить вiд фiзико-механiчних властивостей рослин i технологiчних параметрiв ротацiйних рiзальних апаратiв. Найбiльш ефективним способом зниження енерговитрат та зменшення втрат урожаю при скошуваннi трав косарки з ротацiйним рiзальним апаратом є зменшення швидкостi ножiв до 36...39 м/с та застосування протирiзальних пальцiв.

2. При безпiдпiрному зрiзi сила iнерцiйного пiдпору пропорцiйно залежить вiд швидкостi змiни приведеної маси стебла та швидкостi ножiв, причому, iз зменшенням швидкостi ножiв недолiк iнерцiйного пiдпору компенсується реакцiєю кореня рослини.

3. Для пiдвищення статичної стiйкостi шарнiрно пiдвiшених ножiв з пониженою до 36 м/с швидкiстю доцiльно використати момент вiдцентрових сил ножа вiдносно осi пiдвiсу, для чого необхідно для ножа встановити вiдхилення вiд радiального положення у напрямку, протилежному обертанню ротора. Максимальне значення моменту вiдцентрових сил прямолiнійного ножа досягається при довжинi ножа, що дорiвнює радiусу його пiдвiсу, а мiнимальнi енерговитрати – при вiдхиленнi ножа на кут 30...40°, що вiдповiдає зниженню енерговитрат безпосередньо на процес зрiзання рослин до 4%.

4. Втрати урожаю у виглядi подрiбної трави залежить вiд вiдстанi мiж дисками, перекриття роторiв, ширини валка та поступальної швидкостi агрегату. Зменшення перекриття роторiв вiд 100 до 30 мм та вiдстанi мiж дисками вiд 114 до 10 мм знижує втрати в 7...8 разiв, а збiльшення поступальної швидкостi з 1,0 до 5,0 м/с – в 4 рази.

5. Експериментально встановлена максимальна витрата потужностi скошувальним агрегатом з ротацiйним рiзальним апаратом при швидкостi ножiв 60 м/с в дiапазонi дослiдних швидкостей ножiв 35...72 м/с. Зменшення швидкостi ножiв до 36 м/с дозволить знизити витрати потужностi у 2,0 рази, одночасно, так як збiльшення швидкостi до 72 м/с приводить до зниження потужностi всього в

1,2 рази. Зменшення швидкості ножів та використання протирізальних пальців знижує витрати потужності агрегату на 9...13 кВт.

6. Встановлені оптимальні параметри ротаційно-пальцевого різального апарату : поступальна швидкість – 3,0...4,5 м/с; швидкість ножів – 36...39 м/с; потужність приводу на один метр ширини захвату – 3,6 кВт; кількість ножів на роторі 4 шт; радіус підвісу ножа – 30...40°; крок пальців всередині роторів – 50 мм; відстань між дисками – 10 мм, виступаюча за край диску довжина ножа – 50 мм.

7. При поступальній швидкості скошувачого агрегату більше 4,5 м/с є перспективним ротаційний різальний апарат із швидкістю ножів 72 м/с, що дозволяє зменшити питомі енерговитрати на 6...7% у порівнянні із ротаційно-пальцевим.

8. Застосування ротаційно-пальцевого апарату з пониженою швидкістю ножів при скошуванні трав дозволяє зменшити загальні енерговитрати на 33%, а втрати урожаю – 50%. Річний ефект на одній косарці складає 24647,4 грн.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Гошко З.О., Крупич О.М. Обґрунтування конструктивно технологічної схеми машини для шелушіння зерна та насіння. Вісник ЛДАУ: Агроінженерні дослідження, №3.–Львів, 1999. -с.187-190.
2. Коруняк П., Боровець В., Лозовий І. Апробація методики аналізу роботи подрібнювальних машин ударного типу //Вісн. ДУ "Львівська політехніка": Оптимізація виробничих процесії) і технічний контроль у машинобудуванні і приладобудуванні. - Львів. - 1998. - №321. - С.45-48.
3. Аністратенко В.О., Федоров В.Г. Математичне планування експериментів в АПК: Навчальний посібник. – К.: Вища школа, 1993. – 375 с.
4. Василенко П.М. Основи аналітичних методів землеробської механіки. – К.: Вид-во НАУ, 1998. – 28 с.
5. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Том 3, розділ 7. Очистка і сортування насіння. – Харків: Око, 2006. – 408 с.
6. Бердій Я. І., Джигрей В.С., Кидисюк А.І. та ін. Безпека життєдіяльності. – Львів, 1997. – 275 с.
8. Комаристов В.Ю., Петренко М.М. Довідник з механізації післязбиральної обробки зерна. – К.: Урожай, 1990. – 184 с.
9. Національний стандарт України. Насіння сільськогосподарських культур. Методи визначення якості. ДСТУ 4138-2002. – Вид-ня офіційне. – К.: Держстандарт України, 2003. – 173 с.
10. Державний стандарт України. Насіння сільськогосподарських культур. Сортові та посівні якості. ДСТУ 2240-93. – Вид-ня офіційне. – К.: Держстандарт України, 1993. – 74 с.
12. Сисолін П.В., Рибак Т.І., Масло В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студ. вищ. навч. закл. із спец. “Машини та обладнання с.-г. вир-ва”: У 3 кн. – Кн.. 2: Машини для рільництва / За ред. М.І. Чорновола. – К.: Урожай, 2002. –364 с.
14. Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р. Сільськогосподарські машини. – К.: Урожай, 1994. – 448 с.

15. Войтюк Д.Г., Дубровін В.О., Іщенко Т.Д. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник / За ред. Д.Г. Войтюка. – К.: Вища освіта, 2004. – 544 с.
17. Гряник Г.М., Лехман С.Д., Бутко Д.А., Луценков В.А., Работягов В.І. Охорона праці: Навчальне видання. – К.: “Урожай”, 1994. – 272 с.
18. Лехман С.Д., Рубльов В.І., Рябцев Б.І. Запобігання аварійності і травматизму у сільському господарстві.. – К.: “Урожай”, 1993. – 272 с.
19. Комаристов В.Ю., Дунай М.Ф. Сільськогосподарські машини. – К.: Вища школа, 1987. – 486 с.
20. Самокиш М.І., Ермантраут Е.Р. Організація і технологія механізованих робіт. – 2-е вид. перероб. і доп. – К.: Урожай, 1991.– 160 с.
21. СТП ХНТУСГ 01–05. Стандарт підприємства. Структура і оформлення дипломних та курсових проектів (робіт). – Харків: ХНТУСГ, 2005. – 27 с.
22. Хайліс Г.А., Коновалюк Д.М. Основи проектування і дослідження сільськогосподарських машин: Навч. посібник. – К.: НМК ВО, 1992. – 320 с.
23. Шикуча М.К. Охорона довкілля: Навч. посіб. /, О.Ф.Ігнатенко, Л.Р.Петренко, М.В.Капшик. – К.:Т-во “Знання”, КОО, 2001. – 398 с.