

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет інженерії та енергетики
Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

ПЛЕЧКО ОЛЕГ ВАСИЛЬОВИЧ

УДК 633.631.02

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ПРОЄКТ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ СКОШУВАННЯ ТРАВ
З МОДЕРНІЗАЦІЄЮ КОСАРКИ**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня бакалавр

Кваліфікаційна робота містить результати власних розробок. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ О. В. Плечко

Керівник роботи

Грудовий Р. С.

кандидат технічних наук, доцент

Житомир – 2025

АНОТАЦІЯ

Плечко Олег Васильович. Проєкт технологічного процесу скошування трав з модернізацією косарки. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття першого освітнього ступеня бакалавр зі спеціальності 208 «Агроінженерія». – Поліський національний університет, Житомир, 2025.

У кваліфікаційній роботі розглянуто конструктивну розробку та технічне удосконалення різального апарата сільськогосподарської машини- самохідна косарка СКП-5Г. Обґрунтовано необхідність модернізації, подано опис існуючої серійної конструкції та запропоновано конструктивні зміни.

Виконано розрахунок кінематичних параметрів, визначено експлуатаційні та конструктивні показники проєктованого апарата. Проведено силовий аналіз і розраховано потужність приводу.

Значна увага приділена розрахункам елементів кріплення: зварних, різьбових та болтових з'єднань, а також підбору підшипників. У другому розділі досліджено технологічний процес скошування: виконано тяговий та кінематичний розрахунки агрегату, визначено його продуктивність і витрати палива.

Проведено техніко-економічна оцінка прийнятих рішень в роботі, в порівнянні з аналогічно серійно машиною. Визначено економічну доцільність застосування проєктного технологічного процесу скошування трав роторно-сегментною косаркою.

Результати роботи можуть бути використані для підвищення ефективності виконання операційної технології скошування трав та надійності експлуатації самохідної сільськогосподарської техніки.

Ключові слова: *сільськогосподарська техніка, різальний апарат, модернізація, конструктивний розрахунок, кінематика, тяговий розрахунок, з'єднання, підшипники, продуктивність, витрати палива.*

ABSTRACT

Plechko Oleg. Project of the technological process of grass mowing with modernization of the mower. – *Qualification thesis manuscript form.*

Qualification thesis for the Bachelor's degree in Specialty 208 "Agroengineering".
– Polissia National University, Zhytomyr, 2025.

This qualification thesis considers the structural development and technical improvement of the cutting unit of an agricultural machine – the self-propelled mower SKP-5G. The necessity of modernization is substantiated, the existing serial design is described, and proposed constructive changes are presented.

Kinematic parameters have been calculated, and operational and structural indicators of the designed cutting unit have been determined. Power analysis and drive power calculations have been performed.

Considerable attention is paid to the calculations of fastening elements: welded, threaded, and bolted joints, as well as the selection of bearings. The second section investigates the technological process of mowing: traction and kinematic calculations of the unit have been performed, its productivity and fuel consumption have been determined.

A technical and economic assessment of the proposed solutions has been conducted in comparison with a similar serial machine. The economic feasibility of applying the designed technological mowing process using a rotary-segment mower has been determined.

The results of the work can be used to increase the efficiency of grass mowing operations and the reliability of self-propelled agricultural machinery.

Keywords: *agricultural machinery, cutting unit, modernization, structural calculation, kinematics, traction calculation, joints, bearings, productivity, fuel consumption.*

ЗМІСТ

ВСТУП

1. КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА ПРОЕКТУ

1.1. Обґрунтування конструктивної розробки.....	7
1.2. Опис серійної машини та її модернізації.....	9
1.3. Розрахунки кінематичних параметрів різального апарата.....	11
1.4. Розрахунок експлуатаційних та конструктивних показників проектowanego різального апарата.....	14
1.5. Силовий аналіз та потужність на привід різального апарата.....	16
1.6. Розрахунок зварних з'єднань.....	19
1.7. Розрахунок різьбових з'єднань.....	21
1.8. Підбір підшипників	23
1.9. Перевірочний розрахунок болтових з'єднань корпусу різального апарата.....	24
Висновки до розділу 1.....	26

2. РОЗРАХУНОК ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ СКОШУВАННЯ

2.1. Тяговий розрахунок агрегату.....	27
2.2. Кінематичний розрахунок агрегату.....	29
2.3. Визначення продуктивності та витрат палива.....	31
Висновки до розділу 2.....	33

3. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА ПРОЄКТУ

3.1. Економічне обґрунтування конструктивної розробки.....	34
Висновки до розділу 3.....	39

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	40
-------------------------------	-----------

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ДЖЕРЕЛ.....	41
--	-----------

ВСТУП

У сучасному сільському господарстві ефективне скошування трав є важливою складовою технології заготівлі кормів для тваринництва. Від своєчасного і якісного виконання цієї операції значною мірою залежить поживна цінність зеленої маси, а отже — і продуктивність тваринницької галузі. Серед різноманітних машин, що застосовуються для скошування, особливе місце займають косарки, які мають відповідати сучасним вимогам щодо продуктивності, надійності, якості зрізу та енергоощадності.

Однак багато зразків існуючої техніки мають недоліки, пов'язані з зносом деталей, низькою адаптацією до різних умов рельєфу та недостатньою ефективністю при роботі з густими або вологими травами. У зв'язку з цим актуальним є питання модернізації косарок, спрямованої на підвищення їх технічного рівня та вдосконалення технологічного процесу скошування.

У межах роботи розглянуто агротехнічні вимоги до скошування, проаналізовано сучасні моделі косарок, обґрунтовано доцільність модернізації та наведено технологічну схему вдосконаленого процесу.

Метою даної роботи є: розробка технологічного процесу скошування трав із впровадженням конструктивних змін до косарки, що дозволить покращити якість виконання операції.

Задачі роботи наступні:

- виконати аналіз конструкцій сучасних косарок, встановити основні недоліки різальних апаратів;
- провести розробку та проектування та надати обґрунтування прийнятим технічним рішенням в роботі;
- визначити основні експлуатаційні показники роботи машини при виконанні скошування трав, та провести економічні розрахунки ефективності технологічного процесу.

Об'єкт удосконалення - технологічний процес скошування трав при заготівлі грубих кормів.

Предметом обґрунтування – взаємозв'язок конструкційних та технологічних параметрів роботи різального роторно-сегментного апарату косарки.

Методи використані при виконанні роботи. Обґрунтування проводилось із використанням методів розрахунку механіко-технологічних властивостей матеріалів та математичного моделювання процесів, із застосуванням теорії машин і механізмів та методів їх розрахунку.

Перелік публікацій за темою роботи:

1. Р. С. Грудовий, О. В. Плечко **ОГРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ СКОШУВАННЯ ТРАВ З МОДЕРНІЗАЦІЄЮ КОСАРКИ.** Зб. тез *XI Всеукраїнської науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь»* 07 квітня 2025 р. Житомир: ЖАТФК, 2025. С. 64-68.
2. Р. С. Грудовий, О. В. Плечко **ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНІЗМУ ПРИВОДУ РІЗАЛЬНОГО АПАРАТУ.** Зб. тез *XI Всеукраїнської науково-практичної конференції «Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь»* Житомир: ЖАТФК, 2025. С. 64-68.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 19 найменування. Загальний обсяг роботи становить 43 сторінки комп'ютерного тексту, 9 рисунків та 1 таблиці.

1. КОНСТРУКТИВНА ЧАСТИНА ПРОЕКТУ

1.1 Обґрунтування конструктивної розробки

Важливою виробничою операцією при заготівлі кормів є скошування травостою. Для скошування травостоїв системою машин для комплексної механізації сільськогосподарського виробництва передбачається використання косарок і косарок-плющилок, що розрізняються за типом енергозасобу (самохідні, тракторні, моторизовані), з яким вони що агрегуються; за типом різальних апаратів (сегментно-пальцеві, безпальцеві, ротаційно-дискові, ротаційно-барабанні); за способом агрегування (навісні, напівнавісні, причіпні); по ширині захвату різального апарату та ін.

Різальні апарати — це пристрої, призначені для зрізування рослинної маси на певній висоті від кореня. Встановлюють на столи жаток для скошування трав, валкові жатки, жатки зернозбиральних та кормозбиральних машин, та косарках-подрібнювачах. На рис. 1.1. представлена класифікація різальних апаратів. [2,3,4,6].

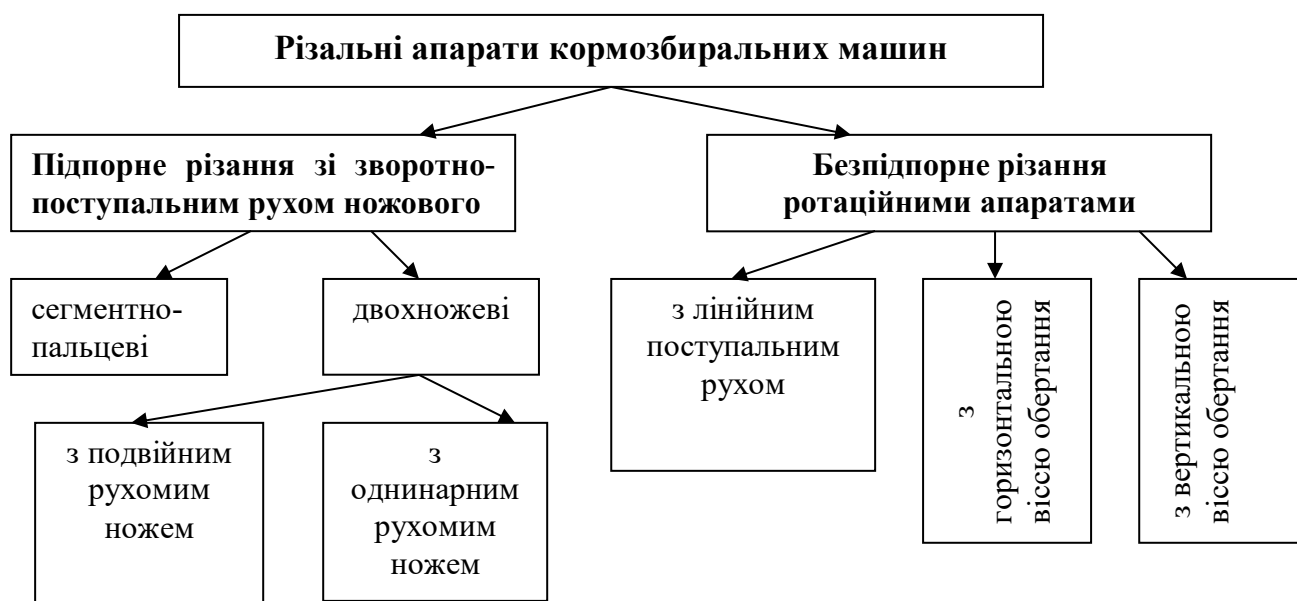


Рис. 1.1 Схема класифікації різальних апаратів жаток косарок

На рис. 1.2. зображено типи різальних апаратів сучасних жаток.

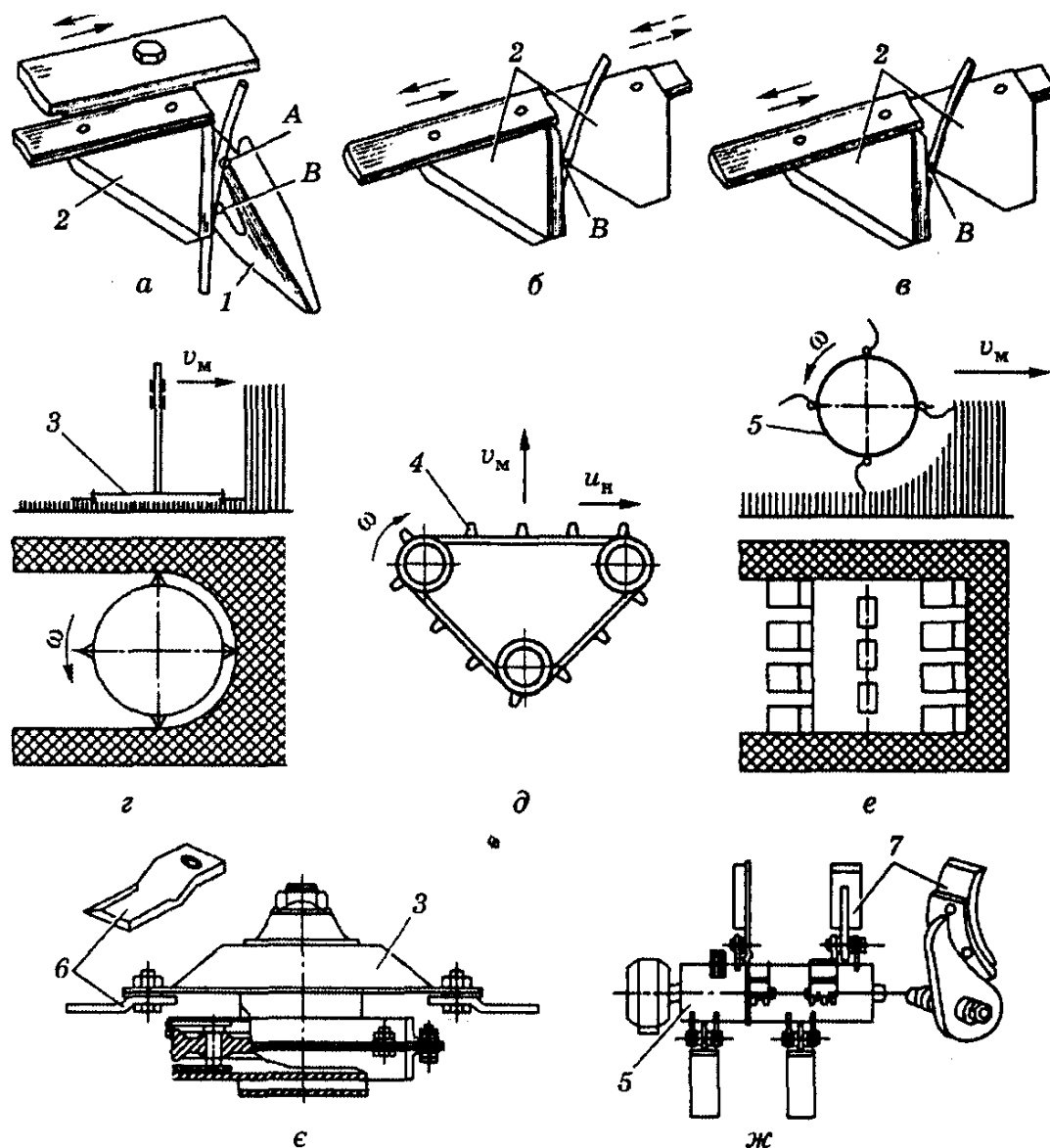


Рис. 1.2. Схеми найбільш розповсюджені типи різальних апаратів [4]

а - сегментно-пальцевий; *б, в* — двохножовий, з двома рухомими і одним рухомим ножем; *г, е* – ротаційно-дисковий з вертикальною і горизонтальною віссю обертання; *д* - ротаційний з лінійно-поступальним рухом ножів; *є* - ротор ротаційної косарки; *ж* – роторний апарат подрібнюючого типу; *А і В* – відстань різання сегментного апарату; *1* - протирізальний палець з стеблелідіймачем; *2* - сегментний ніж; *3* - дисковий ніж; *4* – пасово-ножевий апарат; *5* – барабанно-роторний різальний апарат; *6* – ніж дискового апарату; *7* - ніж барабанно-роторного апарату.

Різальною здатністю ножа називають його спроможність розділяти матеріал на частини шляхом передавання зусиль, прикладених до нього, через ріжучу

частину. Чим менші зусилля та енерговитрати необхідні для розрізання матеріалу, тим вищою є різальна здатність ножа, що визначається кінематикою його роботи. [4,6].

Суть конструктивної розробки полягає в заміні сегментного пальцевого різального апарату на косарці-плющилці СКП-5Г «Інгулець» на ротаційний різальний апарат.

При використанні ротаційного різального апарату забезпечується постійність кута зачеплення вздовж усієї довжини леза ножа. При роботі стебла рослин потрапляють між ножами і протирізальними пластинами, затискаються і зрізуються. Витримування постійного кута защемлення дає змогу зменшувати швидкість різання, і як наслідок, має місце підвищення продуктивності ротаційних різальних апаратів підпірного різання зменшення втрат зрізуючого матеріалу. [2,4]

1.2. Опис серійної машини та її модернізації

Самохідна косарка-плющилка СКП-5Г випускається ВАТ «Бердянськсільмаш» і призначена для скошування трав з можливістю плющення чи без нього. [2,4]

В якості енергозасобу косарки використовується двигун Д-240, потужністю 58,8 кВт, ширина захвату жатки складає 4,2-5,1 м, робоча швидкість до 10 км/год. Колія передніх коліс складає 2,8м, задніх – 2,4 м відповідно, база машини – 2460 мм, транспортний просвіт – 260мм, маса машини (експлуатаційна) 6650 кг.

Косарка може бути обладнана додатковими пристосуваннями для ворущіння та згрібання трав у валки та скошування зернових культур. [2,4]

Принцип роботи машини. Відтинаючий брус нахилиє стебла вперед, потім їх відпускає. За рахунок своєї пружності, стебла відхиляються при зрізі їх ножем різального апарата. При зрізуванні стебел їх утримує мотовило, та укладає зрізані стебла на шнек. Шнек, в свою чергу, звужує потік рослинної маси та подіє її на плющення. Проходячи між вальцями стебла підлягають плющенню, тобто

утворюються тріщини, через які виходить волога. В результаті плющення стебла висихають одночасно з листками, що пришвидшує процес їх збирання та полегшує заготівлю кормів. Схему роботи косарки наведено на рис. 1.3.

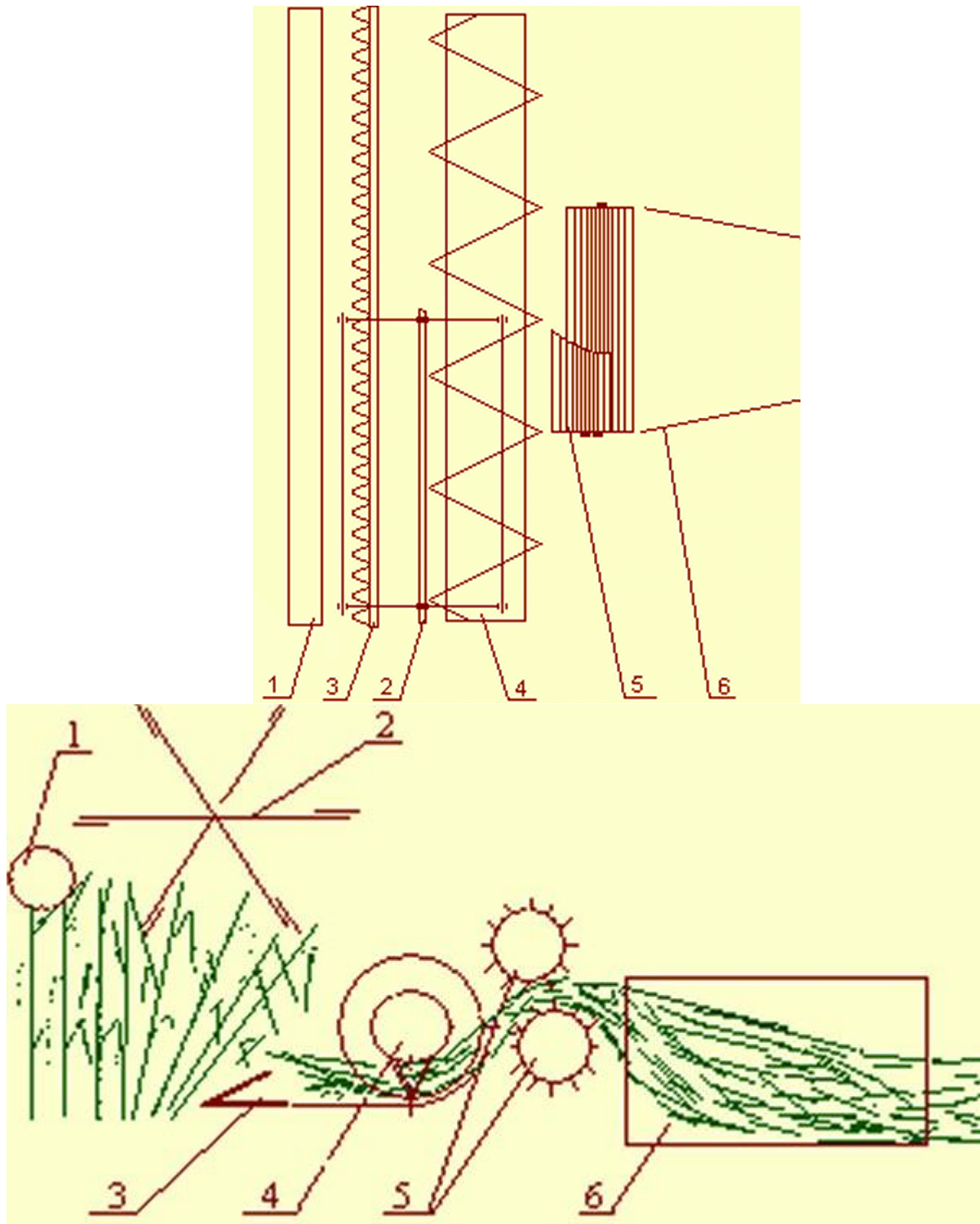


Рис. 1.3 Схема роботи косарки СКП-5Г «Інгулець»

1 – відгинаючий брус; 2 – мотовило; 3 – різальний апарат; 4 – шнек; 5 – вальці; 6 – валкоутворювач

Метою конструктивної розробки є різальний апарат підвищеної продуктивності ротаційного типу з підпорним різанням. Завданням є не тільки збільшення продуктивності, а й зменшення втрат рослинного матеріалу (рис. 1.4).

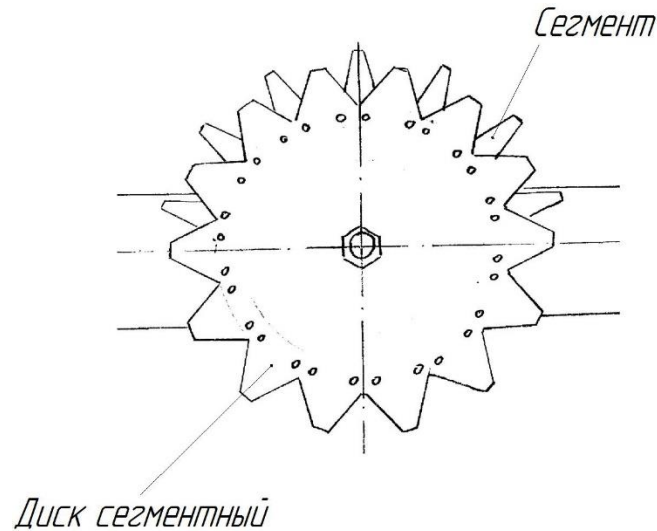


Рис. 1.4 Схема конструктивної розробки

Ротаційний різальний апарат являє собою диск з ножами та протирізальними пластинами. Леза ножів виконано по логарифмічній спіралі, що забезпечує сталий кут зачеплення вздовж всієї довжини леза ножа. Під час роботи стебла рослин попадають між ножами та протирізальними пластинами, затискаються та зрізуються. Витримування сталого кута защемлення дає змогу зменшувати швидкість різання.

1.3. Розрахунки кінематичних параметрів різального апарата

Вихідними даними для розрахунку ротаційного різального апарата є агротехнічні вимоги до процесу скошування трав на сінаж. Так, ширина захвату жатки $B=4\text{м}$, робоча швидкість косарки $v_m=10\text{ км/год}$. [2,4]

Приймаємо попередньо кількість роторів $K=8$.

Тоді розрахункове значення діаметра ротора ротаційного різального апарата знайдемо за формулою: [16]

$$D = \frac{B}{K}, \quad (1.1)$$

де, B - робоча ширина захвату жатки, м;
 K - кількість роторів, од.

$$D = \frac{4}{8} = 0.5 \text{ м.}$$

З конструктивних міркувань число ножів на роторі приймемо 16. Тоді, кутову швидкість ножа визначимо за формулою [16]:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot v_m}{m \cdot h}, \quad (1.2)$$

де, v_m — робоча швидкість машини, м/с;
 m – кількість ножів, од;
 h – висота леза, м.

$$\omega = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 3,3}{16 \cdot 0,055} = 24 \text{ с}^{-1}.$$

Звідки, оберти ротора:

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \quad (1.3)$$

де, ω - кутова швидкість ротора, рад/с.

$$n = \frac{30 \cdot 24}{3,14} = 229,3 \text{ с}^{-1}.$$

Визначимо колову швидкість:

$$v = \omega R, \quad (1.4)$$

де, R – радіус до вершини ножа різального апарата, м.

$$v = 24 \cdot 0,250 = 6 \text{ м/с.}$$

Показник кінематики, який являє собою відношенням поступальної швидкості МТА до колової швидкості різального апарата: [16]

$$\lambda = \frac{v_m}{\omega \cdot R}, \quad (1.5)$$

$$\lambda = \frac{3,3}{24 \cdot 0,25} = 0,55.$$

Абсолютна швидкість точки а в будь-який момент часу: [16]

$$v_{a \max} = r \cdot \omega + v_a, \quad (1.6)$$

$$v_{a \min} = r \cdot \omega - v_a, \quad (1.7)$$

де, r – радіус від центра ножа до точки а.

$$v_{a \max} = 0,195 \cdot 24 + 3,3 = 7,98 \text{ м/с}$$

$$v_{a \min} = 0,195 \cdot 24 - 3,3 = 1,38 \text{ м/с}$$

Для дотримання кінематично правильної роботи різального апарату має бути дотриманою умова: [15]

$$v_{a \min} > v_{кр}, \quad (1.8)$$

де, $v_{кр}$ – максимальна швидкість різання, м/с.

Для різальних апаратів підпорного різання показник $v_{кр} = 1 \dots 1,2 \text{ м/с.}$

Тоді:

$$1,38 > 1,2,$$

Отже, умова кінематики виконується, що свідчить про правильно вибрані та розраховані параметри різального апарату.

1.4. Розрахунок експлуатаційних та конструктивних показників проектного різального апарату

Згідно розрахунків в пункті 1.3 наведемо схему різального апарату (рис. 1.5).

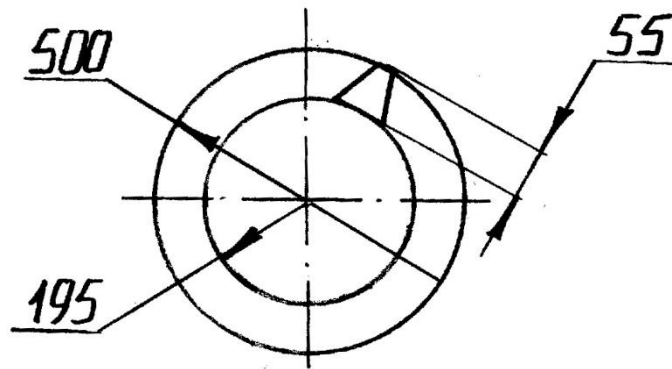


Рис. 1.5 Схема геометричних параметрів запропонованого різального апарату

Визначимо коефіцієнт використання зони зрізу [15]:

$$K_u = \frac{4 \cdot v_m \cdot \alpha}{\pi \cdot R \cdot \omega \cdot (1 - \lambda')}, \quad (1.9)$$

де, при кількості лез $m=16$ кут α : [16]

$$\alpha = \frac{2\pi}{16}, \quad (1.10)$$

$$\alpha \lambda' = \frac{r}{R'}, \quad (1.11)$$

$$\alpha = \frac{2 \cdot 3,14}{16} = 0,39 \text{ рад.}$$

$$\lambda' = \frac{0,195}{0,250} = 0,78.$$

$$K_u = \frac{4 \cdot 3,3 \cdot 0,39}{3,14 \cdot 0,250 \cdot 24 \cdot (1 - 0,78)} = 0,7.$$

Коефіцієнт максимального використання леза: [16]

$$K_{\text{л}} = \frac{\alpha \cdot v_m}{\omega \cdot h}, \quad (1.12)$$

$$K_{\text{л}} = \frac{0,39 \cdot 3,3}{24 \cdot 0,055} = 0,975.$$

Переміщення машини за час одного оберта диска: [16]

$$L = v_m \cdot t = \frac{v_m \cdot \pi d}{v} = \frac{\pi d}{j}, \text{ мм}, \quad (1.13)$$

де, j - показник кінематичного режиму. [16]

$$j = \frac{v}{v_m}, \quad (1.14)$$

$$j = \frac{6}{3,3} = 1,8.$$

Тоді:

$$L = \frac{3,14 \cdot 0,500}{1,8} = 0,872 \text{ м} = 872 \text{ мм}.$$

Площа подачі: [16]

$$S = L \cdot d, \quad (1.15)$$

$$S = 0,872 \cdot 0,500 = 0,436 \text{ м}^2.$$

Навантаження на лезо ножа:

$$S_n = \frac{S}{z}, \quad (1.16)$$

де, z – число сегментів на диску.

$$S_n = \frac{0,04356}{16} = 0,002725 \text{ м}^2.$$

Для того, щоб виключити площі, по яких не проходять сегменти, необхідним є наявність відношення між робочою шириною сегмента, їх числом та подачею, тобто: [16]

$$h \geq \frac{L}{z}, \quad (1.17)$$

$$0,055 > \frac{0,872}{16}.$$

$$0,055 > 0,0545.$$

Умова виконується.

1.5. Силевий аналіз та потужність на привід різального апарата

Визначимо сили, що діють на ніж. Спочатку визначимо силу опору зрізу R : [16].

$$R_{cp} = \frac{k \cdot S_n \cdot z}{x_p}, \quad (1.18)$$

де, k - коефіцієнт типу апарата;

z - число сегментів;

x_p – переміщення ножа від початку до кінця різання.

$$k=1.$$

$$X_p = X_k - X_n, \quad (1.19)$$

Геометричні параметри та схема до визначення параметрів різального апарата відображено на рис. 1.6.

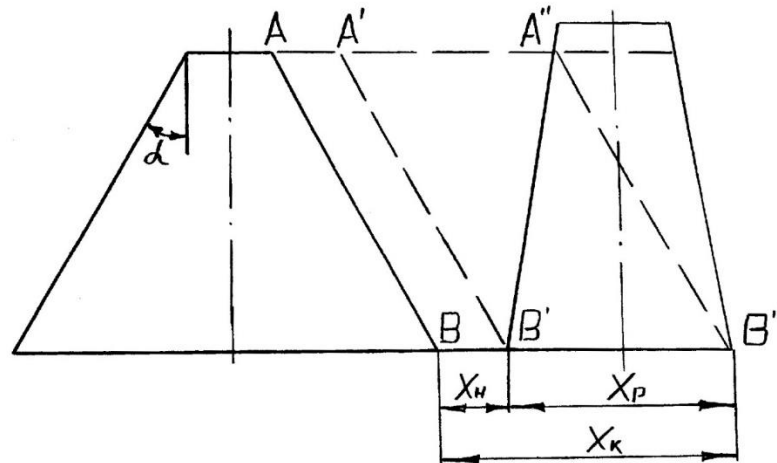


Рис. 1.6 Схема положення сегмента при зрізуванні стебел

Для зручності конструктивних розрахунків приймемо геометричні параметри стандартних сегментів і протирізальних пластин. [15]

$$\begin{aligned} L &= 80 \text{ мм}, & b &= 16 \text{ мм}, & c &= 2, & j &= 19^\circ \\ B &= 76 \text{ мм}, & h_1 &= 55 \text{ мм}, & \alpha &= 28^\circ 46', & S &= t = t_0 = 76,2 \end{aligned}$$

Протирізальна пластина: [15]

$$\begin{aligned} L_1 &= 59 \text{ мм}, & B_1 &= 37 \text{ мм}, & b_1 &= 21 \text{ мм}, \\ c_1 &= 3 \text{ мм}, & \alpha &= 7^\circ 10', & j &= 60^\circ \end{aligned}$$

$$b_{cp} = \frac{b_1 + b_2}{2}, \quad (1.20)$$

$$b_{cp} = 21 + 37 = 29 \text{ мм.}$$

$$X_h = \frac{b_{cp}}{2}, \quad (1.21)$$

$$X_h = \frac{29}{2} = 14,5 \text{ мм.}$$

$$X_k = 14,5 + 37 = 51,5 \text{ мм.}$$

$$X_p = 51,5 - 14,5 = 37 \text{ мм} = 0,037 \text{ м}$$

Тоді:

$$R_{cp} = \frac{1 \cdot 0,027 \cdot 16}{0,037} = 11,7H.$$

Силу інерції визначимо за формулою: [16]

$$P = m_n \cdot R \cdot \omega^2 \left(1 + \frac{x}{\gamma}\right), \quad (1.22)$$

де, m_n – маса ножа.

$$m_n = (m_m \cdot z_1 + m_{\text{диск}}), \quad (1.23)$$

$$m_n = (100 \cdot 16 + 1500) = 3100 \text{ г} = 3,1 \text{ кг}.$$

Максимальне значення буде при $X=0$.

$$P = 3,1 \cdot 0,250 \cdot 24^2 = 446,4H.$$

Сила тертя визначається за формулою [11]:

$$F = f \cdot G_n, \quad (1.24)$$

де, f – коефіцієнт тертя, $f=0,25 \dots 0,3$. [3]

$$F = f \cdot m \cdot g, \quad (1.25)$$

$$F = 0,3 \cdot 3,1 \cdot 9,8 = 9,1 \text{ Н}.$$

Сумарна результуюча сила: [3]

$$R_0 = R_{cp} + P + F, \quad (1.26)$$

$$R_0 = 11,7 + 4446,4 + 9,1 = 467,2H.$$

Потужність на привід ножа складає: [16]

$$N = \frac{R_0 \cdot \nu}{100}, \quad (1.27)$$

$$N = \frac{467,2 \cdot 6}{1000} = 2,8 \text{ кВт}.$$

Отже, для приводу спроектованого різального апарата необхідно $N=2,8 \text{ кВт}$ потужності.

1.6. Розрахунок зварних з'єднань

Рамка приводу ножів кріпиться двома пластинами у вигляді привареного лівого та правого вух за допомогою електродугового зварювання. Приймаємо електрод Е-42 за ДСТУ 2560:2014, шов – тавровий двосторонній, загальною довжиною $l=0,12 \text{ м}$, катет шва $k=0,005 \text{ м}$. зі сторони рами причепа до елемента кріплення прикладена сила орієнтовно $P=10 \text{ кН}$ (рис. 1.5) [5].

Зусилля розтягу зварного шва визначається за формулою: [5]

$$\varepsilon'_{cp} = \frac{P}{0,7 \cdot k \cdot l}, \quad (1.28)$$

де, ε'_{cp} – напруження зварного шва на зріз, МПа;

k – катет шва, м;

l – довжина шва, м

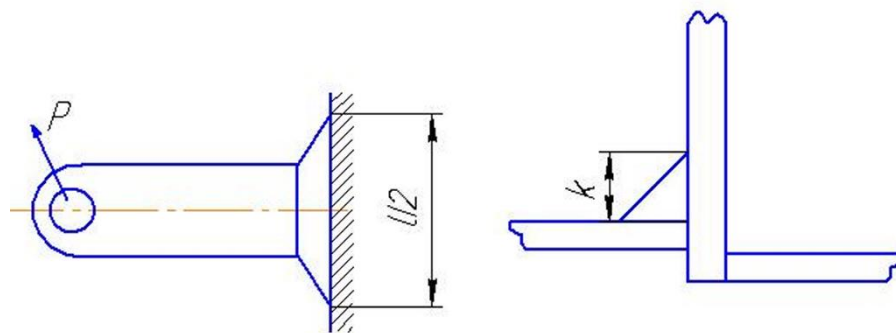


Рис. 1.7 Схема до розрахунку зварного шва

$$\varepsilon'_{cp} = \frac{1000}{0,7 \cdot 0,005 \cdot 0,12} = 23,8 \text{ МПа.} \quad (1.29)$$

Умова міцності має вигляд: [5]

$$\tau'_{cp} \leq [\tau_{cp}], \quad (1.30)$$

Матеріал зварних з'єднань Ст3, для яких $[\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$, тоді: [5]

$$[\tau_{cp}] = 0,6[\sigma_p], \quad (1.31)$$

Згідно [8] $[\tau_{cp}] = 96 \text{ МПа}$, тоді: [5]

$$\tau'_{cp} \leq [\tau_{cp}].$$

Визначимо довжину швів, утримуючих вухо кронштейна підшипника. Товщина вуха 40 мм. Так, до труби 100-6 ДСТУ 8639-99 прикладемо дію сили $F = S_1 = 8,414 \text{ кН}$ (рис. 1.6).

Приймаємо матеріал деталей Сталь 20, вид зварювання – ручне електродугове електродами Е-42. так, для сталі Сталь 20 допустиме напруження складає $[\delta_p] = 160 \text{ МПа}$.

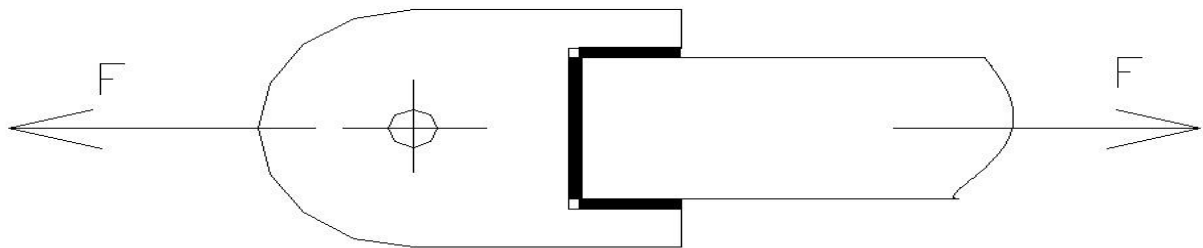


Рис. 1.8 Схема до розрахунку зварних швів вуха

$$[\delta_p'] = 0,9 \cdot [\delta_p], \quad (1.32)$$

$$[\delta_p'] = 0,9 \times 160 = 144 \text{ МПа.}$$

Площа поперечного перетину труби становить: $A = 22,13 \text{ см}^2$.

Допустиме напруження в зварному шві: [5]

$$[\tau'] = 0,6 [\delta_p], \quad (1.33)$$

$$[\tau'] = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа.}$$

Із рівняння напруження при зрізі в небезпечному перерізі: [5]

$$\tau = F/(0,7kl) \leq [\tau'], \quad (1.34)$$

$$l = 8,414 \cdot 10^3 / 0,7 \cdot 5 \cdot 10^{-3} \cdot 96 \cdot 10^6 = 0,025 \text{ м} = 25 \text{ мм.}$$

Приймаємо довжину лобового шва $L = l = 100 \text{ мм}$, а довжину флангового шва

$$L_\phi = 30 \text{ мм.}$$

1.7 Розрахунок різьбових з'єднань

Різьбове з'єднання застосовується для кріплення ножа (гайка М16) на валу. При затягуванні гайки, до стандартного ключа ($l=0,2\text{м}$) прикладається сила $P_p=250 \text{ Н}$ (рис. 1.8). В цьому випадку вал розтягується осьовою силою F і загвинчується моментом сил тертя в різьбовому з'єднанні T_p , який після затяжки продовжує діяти [6].

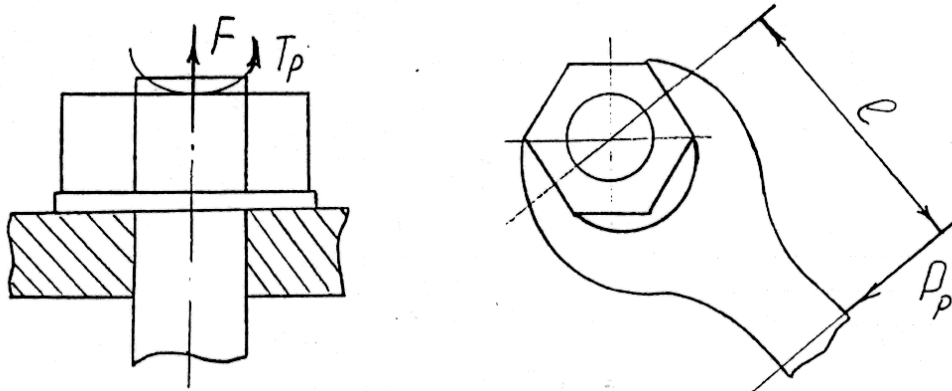


Рис. 1.8 Розрахункова схема різьбового з'єднання

Параметри даного різьбового з'єднання:

$d_m = 0,0206$ м – середній діаметр опорної поверхні гайки;

$d_p = 0,010$ м – внутрішній діаметр різьби;

$\beta = 3^\circ 12'$ - кут підйому витка різьби;

$\alpha = 60^\circ$ – кут профілю різьби;

$\varphi' = 10^\circ 91'$ - приведений кутт тертя в різьбовому з'єднанні;

$f = 0,15$ – коефіцієнт тертя в різьбовому з'єднанні та на торці гайки;

$d_2 = 0,011$ м – середній діаметр різьби.

Роботоздатність різьбового з'єднання визначається за формулою:

$$\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma_p], \quad (1.35)$$

де, $[\sigma_p]$ - допустиме напруження на розрив, МПа;

$$[\sigma_p] = 0,6 \sigma_T, \quad (1.36)$$

σ_T - межа міцності матеріалу (Сталь 40Х), $\sigma_T = 784$ МПа; [5]

$$[\sigma_p] = 0,6 \cdot 784 = 470 \text{ МПа}.$$

Нормальне напруження в перерізі стержня визначимо за формулою: [5]

$$\sigma = \frac{4F}{\pi d_p^2}, \quad (1.37)$$

де, F – осьова сила.

$$F = \frac{M_3}{\frac{d_2}{2} [\operatorname{tg}(\beta + \varphi) + f \frac{d_m}{d_2}]}, \quad (1.38)$$

$$M_3 = P_p \cdot l, \quad (1.39)$$

$$M_3 = 250 \cdot 0,2 = 50H \cdot m.$$

$$F = \frac{50}{\frac{0,010}{2} [tg(3,72 + 10,91) + 0,15(\frac{0,0206}{0,0110})]} = 18181H$$

$$\sigma = \frac{4 \cdot 1818}{3,14 \cdot 0,010^2} = 231MPa.$$

Дотичне напруження в стержні визначимо за формулою: [5]

$$\tau = \frac{0,5F \cdot d_2 \cdot tg(\beta + \varphi)}{0,2d_p^3}, \quad (1.40)$$

$$\tau = \frac{0,5 \cdot 18181 \cdot 0,011 \cdot tg(3,72 + 10,91)}{0,2 \cdot 0,01^3} = 131MPa.$$

Еквівалентне навантаження складатиме: [5]

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}, \quad (1.41)$$

Отже, $\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma_p]$; (349<470 МПа), що задовольняє умови міцності Сталі 40Х.

Для збільшення запасу міцності рекомендуємо прийняти Сталь 45Х.

1.8. Підбір підшипників

Попередньо назначаємо підшипники на діаметр вала 50 мм кулькові радіальні легкої серії №110 за ДСТУ 8338-95.

d = 30 мм, D = 80 мм, B = 16 мм, C = 21,6 кН, C₀ = 13,2 кН.

Еквівалентне навантаження на підшипники визначимо за формулою [1]:

$$P_9 = (X \cdot V \cdot R_z + Y \cdot P_a) \cdot K_6 \cdot K_T, \quad (1.42)$$

де, R_z – радіальне навантаження, приймаємо $R_z=500$ н;

$P_a = F_a = 0$ – осьове навантаження;

$V = 1,2$ – коефіцієнт при обертанні внутрішнього кільця;

K_6 – коефіцієнт безпеки (для сільськогосподарських машин $K_6 = 2$);

$$P_3 = 1 \cdot 1,2 \cdot 500 \cdot 2 \cdot 1 = 1200 \text{ Н.}$$

Розрахункову довговічність визначимо за формулою:[1]

$$L = (C/P_3), \quad (1.43)$$

$$L = (21600/1200)^3 = 58,3 \text{ млн.об.}$$

Розрахункова довговічність в годинах: [1]

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n}, \quad (1.44)$$

$$L_h = \frac{58,3 \cdot 10^6}{60 \cdot 140} = 6940 \text{ год.}$$

Отримані дані довговічності підшипників, що більші, встановлених за ДСТУ 8338-95, що підтверджує надійність та правильність вибору підшипників.

1.9. Перевірочний розрахунок болтових з'єднань корпусу різального апарата

Болти, під дією змінних навантажень, розраховуються на втому. При дії змінних навантажень болти ставляться з попередньою затяжкою. В окремих випадках можливе їх затягування на робочому режимі [6].

Кріплення піврам приводу ножів здійснюється болтами. На це кріплення діє змінна сила опору зеленої маси (орієнтовно $F=690$ Н) а також момент, який виникає в кріпленні - $M_{\max} = 345$ Нм. З врахуванням ваги самого різального апарата розподіляємо навантаження на один болт $F=300$ Н. площа поперечного перерізу болта визначається за формулою: [5]

$$A = \pi d^2 / 4, \quad (1.45)$$

де, d – діаметр болта.

Тоді напруження σ_3 початкового затягування болта, що викликається силою F визначимо за формулою: [5]

$$\sigma_3 = F_3 / A \leq [\sigma], \quad (1.46)$$

Для болта, виготовленого зі сталі 3 $[\sigma] = 12 \text{ кН} / \text{см}^2$. тоді площа поперечного перерізу болта: [5]

$$A = F_3 / [\sigma], \quad (1.47)$$

$$A = \frac{300}{12 \cdot 10^3} = 0,085 \text{ см}^2 = 8,5 \text{ мм}^2.$$

Амплітуда напруження циклу: [5]

$$\sigma_A = \frac{x F}{2 A}, \quad (1.48)$$

$$\sigma_A = \frac{0,5 \cdot 300}{2 \cdot 0,85 \cdot 10^{-4}} = 2,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 2,3 \text{ МПа}.$$

Максимальне напруження циклу: [5]

$$\sigma_{mzx} = [\sigma] + \sigma_a, \quad (1.49)$$

$$\sigma_{mzx} = 12 + 2,3 = 14,3 \text{ МПа}.$$

Розрахунок болта на втому за запасом міцності по максимальному навантаженню визначаємо за формулою: [5]

$$S = \sigma_T / \sigma_{\max}, \quad (1.50)$$

де, σ_T - межа текучості матеріалу болта.

$$S = 240/14,3 = 16,8.$$

$$S \geq [S], \quad (1.51)$$

де, $[S] > 12,5$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності. [5]

Отже маємо:

$$16,8 \geq 12,5.$$

Можемо стверджувати, що даний болт навантаження витримає, а отже болтові з'єднання рами вибрані вірно.

Висновки до розділу 1.

В конструктивній частині проведено проектування та розрахунків конструкції нового різального апарата жатки для скошування трав на підвищених швидкостях. Дана розробка також сприяє кращому зрізу рослинності, зменшуються тривалість простоїв на очищення жатки. Зазначені заходи сприяють підвищенню продуктивності косарки-плющилки СКП-5Г.

Ротаційний різальний апарат являє собою диск з ножами та протиризальними пластинами. Леза ножів виконано по логарифмічній спіралі, що забезпечує сталий кут защемлення вздовж всієї довжини леза ножа. Тобто витримування сталого кута защемлення дає змогу зменшувати швидкість різання, що дозволяє збільшити швидкість руху машини.

Встановлено кінематичні параметри ротаційного різального апарата, так, при ширині захвату жатки $B=4\text{м}$, робоча швидкість косарки становить $U_M=10\text{ км/год}$. Визначено розрахункове значення діаметра ротора ротаційного різального апарата, що становить $D=500\text{мм}$, та кількість роторів $K=8$.

Виконано конструкційні розрахунки зварних швів, різбових кріплень та вибір підшипникових вузлів різального апарату жатки-плющилки.

2. РОЗРАХУНОК ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ СКОШУВАННЯ

2.1 Тяговий розрахунок агрегату

Визначення режиму роботи самохідних машин зводиться до визначення оптимальної швидкості руху в даних умовах при ширині захвату жатки. Визначимо максимально можливу швидкість руху, обмежену пропускнуою здатністю машини [8].

$$v_{p.nz} = \frac{36g}{B_p \cdot \xi \cdot U}, \quad (2.1)$$

де, g - допустима пропускна здатність, кг/с;

B_p - робоча шина захвату жатки, м;

U - урожайність маси, т/га;

ξ - коефіцієнт використання ширини захвату.

$$v_{p.nz} = \frac{36 \cdot 20}{4 \cdot 0,96 \cdot 18,8} = 9,9 \text{ км/год.}$$

Перевіримо можливість руху косарки на такій швидкості за потужністю двигуна [8].

$$N_p = \frac{[G_m(f+i)]v_{nz}}{3,6\eta_m\eta_o\eta_{nn}} + \frac{N_{num}q_o + N_x + N_o}{\eta_n}; \quad (2.2)$$

де, G_m - експлуатаційна вага косарки, кН.;

f - коефіцієнт опору коченню;

i - нахил місцевості;

η_m - механічний к.к.д. трансмісії;

η_o - к.к.д. втрат на буксування;

η_{nn} - к.к.д. пасової передачі;

N_{num} - втрати потужності на технологічний процес (питомі);

N_{xx} - втрати потужності на холостий хід та привід агрегатів;

N_o - втрати потужності на привід робочих органів.

$$\eta_{\delta} = 1 - \frac{\delta}{100}; \quad (2.3)$$

де, δ - буксування рушіїв комбайна,

$$\eta_{\delta} = 1 - \frac{5}{100} = 0,95.$$

$$N_p = \frac{66,5(0,1 + 0,03)9,9}{3,6 \cdot 0,87 \cdot 0,96} + \frac{7,2 + 4,5 + 9}{0,97} = 49,8 \text{ кВт}.$$

На косарці встановлено двигун Д-240, номінальна потужність якого складає 58,8 кВт. Отже, маємо запас потужності. Тоді визначимо максимальну робочу швидкість, обумовлену потужністю двигуна [8].

$$v_{pN} = \frac{N_e - (N_x + N_{\delta}) \frac{1}{\eta_g}}{\frac{G_m(f + i)}{3,6\eta_m\eta_{\delta}\eta_n} + \frac{N_{num}B_pY(1 + \delta_c)}{36\eta_n}}; \quad (2.4)$$

$$v_{pN} = \frac{58,8 - (4,5 + 9) \frac{1}{0,95}}{\frac{66,5(0,1 + 0,03)}{3,6 \cdot 0,87 \cdot 0,96} + \frac{7,2 \cdot 4 \cdot 18,8(1 + 0,85)}{36 \cdot 0,96}} = 12,3 \text{ км/год}.$$

Визначимо коефіцієнт завантаження двигуна комбайна. [8]

$$\xi_N = \frac{N_p}{N_e}; \quad (2.5)$$

$$\xi_N = \frac{49,8}{58,8} = 0,847.$$

Отже, потужність двигуна використовується на 84,7 %.

2.2 Кінематичний розрахунок агрегату

Кінематичні розрахунки зводяться до визначення параметрів робочої ділянки і агрегату. Розрахунок розпочнемо з визначення ширини поворотної смуги для машини. Ширина поворотної смуги залежить від типу поворотів, які здійснює комбайн, радіусу повороту комбайна і довжини прямолінійного виїзду. Ширина поворотної смуги при виконанні петлевих грушоподібних поворотів визначається за формулою [8]:

$$E = 0,5B_p + 2,7R + e, \quad (2.6)$$

де, R – радіус повороту косарки, м;

e – довжина прямолінійного виїзду, м.

Оскільки жатка розміщена перед комбайном, то довжина прямолінійного виїзду практично відсутня.

$$E = 0,5 \cdot 4,3 + 2,7 \cdot 4,2 = 13,49 \text{ м.}$$

Однією з головних вимог до ширини поворотної смуги є кратність ширини смуги робочій ширині захвату комбайна, оскільки поворотні смуги повинні оброблятися цим же комбайном.

Тому, для ефективності використання косарки, збільшення повноти використання ширини жатки, прийmemo ширину поворотної смуги кратною ширині захвату жатки.

$$\frac{13,49}{4} = 3,4, \text{ приймаємо } 4 \text{ проходи.}$$

Тоді, ширина поворотної смуги складатиме: $4 \cdot 4 = 16 \text{ м.}$

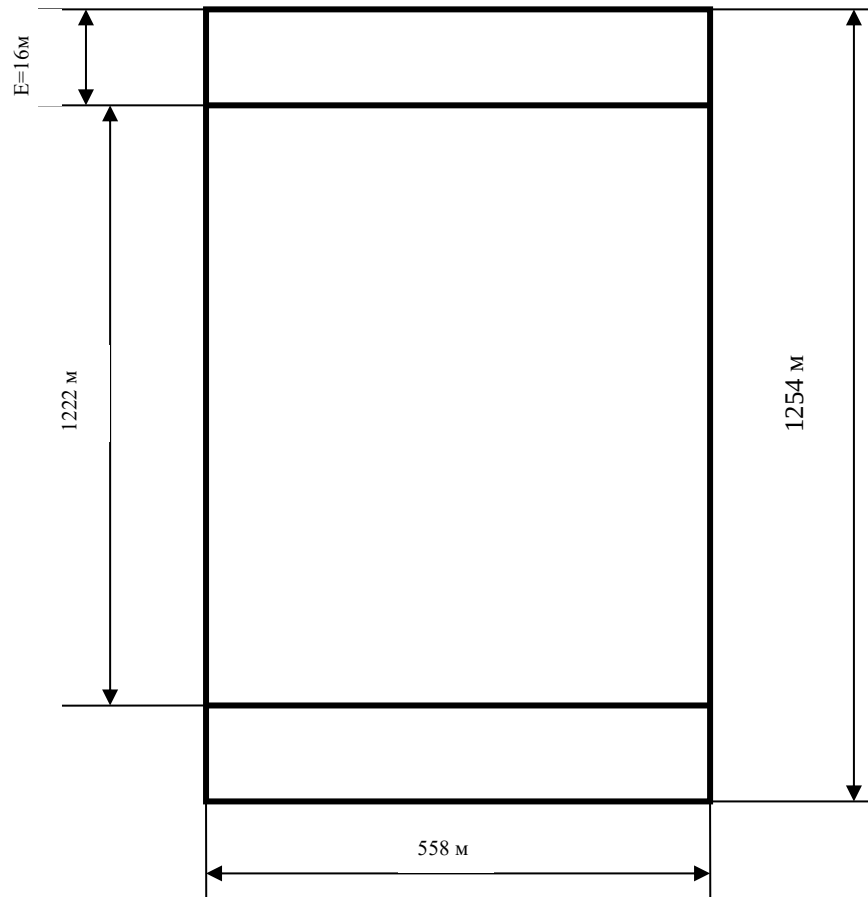


Рис. 2.1 Схема робочої ділянки (поля).

Визначимо довжину гону

$$L_p = L - 2E ; \quad (2.7)$$

$$L_p = 1254 - 2 \cdot 16 = 1222 \text{ м.}$$

Визначимо загальну довжину робочих ходів косарки [11].

$$S_p = \frac{CL_{заг}}{B_p} ; \quad (2.8)$$

де, C – ширина загінки.

Оскільки на полі працює один агрегати, то його (поле) на загінки розбивати недоцільно.

$$S_p = \frac{558 \cdot 1222}{4 \cdot 0,96} = 177571,9 \text{ м.}$$

Загальна довжина холостих переїздів та поворотів визначається за формулою [8]:

$$S_x = \frac{2C}{B_p} (3R + e); \quad (2.9)$$

$$S_x = \frac{2 \cdot 558}{4} (3 \cdot 4,2) = 3515,4 \text{ м.}$$

Оцінку вибраного способу руху та поворотів можна здійснювати за величиною коефіцієнта робочих ходів [8].

$$\varphi = \frac{177571,9}{177571,9 + 3515,4} = 0,981. \quad (2.10)$$

Отже, 98,1 % усього руху, виконаного косаркою, здійснено безпосередньо при скошуванні, що свідчить про вдало вибраний спосіб руху.

2.3 Визначення продуктивності та витрат палива

Погектарна витрата палива залежить від енергомісткості операції збирання і визначається за формулою [18]:

$$g_{ga} = \frac{Ag_e}{10^3 W_{3M}}; \quad (2.11)$$

де, A – сума енергозатрат за зміну, кВт год.

g_e - середні питомі витрати палива, г/кВт год;

W_{3M} - змінна продуктивність комбайна, га.

$$A = N_p T_{зм} \tau + N_x T_{зм} (1 - \tau); \quad (2.12)$$

де, $T_{зм}$ – тривалість зміни, год.

τ - коефіцієнт використання часу зміни.

$$\tau = \tau_{\psi} \tau_{зм}; \quad (2.13)$$

де, τ_{ψ} - коефіцієнт використання циклового часу зміни;

$\tau_{зм}$ - коефіцієнт циклового часу зміни [19].

$$\tau_{\psi} = \frac{1}{\frac{1}{\varphi}}; \quad (2.14)$$

де, φ - коефіцієнт робочих ходів.

τ_{TO} - коефіцієнт технологічного обслуговування.

$$\tau_{\psi} = \frac{1}{\frac{1}{0,981}} = 0,981.$$

Коефіцієнт циклового часу зміни визначається за формулою [19]:

$$\tau_{зм} = \frac{T_{зм} - (T_{нз} + T_{обс} + T_{вон})}{T_{зм}}; \quad (2.15)$$

де, $T_{нз}$, $T_{обс}$, $T_{вон}$ – відповідно підготовчо-заклучний час, час на обслуговування комбайна і час на власні особисті потреби, год.

$$\tau_{зм} = \frac{7 - (0,3 + 0,35 + 0,3)}{7} = 0,86.$$

Тоді,

$$\tau = 0,981 \cdot 0,86 = 0,84.$$

Фактичні питомі витрати палива [18]:

$$g_p = \frac{10^3 G_n}{N_e \xi_N}; \quad (2.16)$$

$$g_p = \frac{10^3 \cdot 14,3}{58,8 \cdot 0,847} = 287,1 \text{ г/кВт год.}$$

А на холостих ходах, аналогічно:

$$g_p = \frac{10^3 \cdot 2,5}{9 \cdot 0,847} = 328 \text{ г/кВт год.}$$

Продуктивність косарки за зміну визначається за формулою [19, 8]:

$$W_{зм} = 0,1 Bp \cdot Vp \cdot T_{зм} \cdot \tau; \quad (2.17)$$

$$W_{зм} = 0,1 \cdot 4 \cdot 12,3 \cdot 7 \cdot 0,84 = 28,9 \text{ га.}$$

Далі визначимо суму енергозатрат за формулою 2.12:

$$A = 49,8 \cdot 7 \cdot 0,84 + 2,5 \cdot 7(1 - 0,86) = 290,4 \text{ кВт год.}$$

А питомі витрати палива складатимуть:

$$g_{га} = \frac{290,4 \cdot 287,1}{10^3 \cdot 28,9} = 3 \text{ кг/га}$$

Отже, питомі витрати палива складають 3 кг/га, годинна продуктивність 4,1 га/год.

Висновки до розділу 2.

При скошування косарка рухається зі швидкістю 12,3 км/год, що забезпечує коефіцієнт використання потужності двигуна – 0,847. Вибрано гоново-човниковий спосіб руху з двома прокосами. Коефіцієнт робочих ходів агрегату становить – 0,981. Розрахункові питомі витрати палива косарки складають 3 кг/га, годинна продуктивність 4,1 га/год.

Кінематичні розрахунки дозволили визначити параметри робочої ділянки і агрегату. Виконано розрахунок ширини поворотної смуги для машини при виконанні петлевих грушоподібних поворотів, що становить $E=16\text{м}$.

3. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА ПРОЄКТУ

3.1. Економічне обґрунтування конструктивної розробки

Економічна ефективність запропонованих рішень щодо технологічного процесу, визначається різницею витрат модернізованого та базового процесу. Удосконалена конструктивна розробка сприяє тому, що збільшується продуктивність косарки. За рахунок зменшення швидкості різання, в межах показника кінематичного режиму роботи, з'являється можливість рухатись на підвищених швидкостях. Вихідні параметри для визначення економічного ефекту представлені в таблиці (табл. 3.1.) Методика розрахунку прийнята відповідно ДСТУ [19].

Таблиця 3.1

Вихідні дані для визначення ефективності модернізованого агрегату

№	Параметри	Технологічний процес	
		базовий	удосконалений
1.	Склад МТА:		
	самохідна Косарка-плющилка	СКП-5Г	СКП-5ГМ
2.	Продуктивність, га/год	3,7	4,1
3.	Погодинна тарифна вартість робіт, грн/год	170,2	170,2
4.	Амортизаційні відрахування, %	15	15
5.	Відрахування на ТО і ремонт, %	15	15
6.	Кількість працівників, чол	1	1
7.	Питомі витрати пального, г/кВт·год	244	244

Модернізацію конструкції спрямовано на підвищення якості виконання процесу скошування трав, зменшення часу простоїв, що зумовило зростання продуктивності.

Визначимо вартість модернізації. Згідно вартості аналогічного різального апарата до косарки Е-280, який складає 125000 грн. З врахуванням доставки та монтажу приймемо орієнтовну вартість різального апарата 150000 грн.

Тоді вартість модернізованої косарки складатиме різницю вартості серійного та зазначених механізмів.

Тобто:

$$B = 950000 - 62500 + 150000 = 1037500 \text{ грн.}; \quad (3.1)$$

де, $B=950000$ – балансова вартість серійної машини, грн;

Виконаємо розрахунок затрат даних техпроцесу скошування при використанні базового та модернізованого різального апарата косарки-плющилки. Затрати на заробітну плату, становлять:[19]

$$З = \frac{n}{W_{год}} \cdot CT; \quad (3.2)$$

де, CT - погодинна тарифна ставка по розряду робіт, грн/год.

n - кількість працівників, чол.

Базовий МТА:

$$З = \frac{1}{3,7} \cdot 170,2 = 46,5 \text{ грн / га.}$$

Модернізований МТА:

$$3 = \frac{1}{4,1} \cdot 170,2 = 41,9 \text{ грн/га.}$$

Амортизація агрегату становить за формулою: [19]

$$A = \frac{1,1 \cdot C \cdot Q}{t_H \cdot W_z}; \quad (3.3)$$

де, C - ціна машини, грн.;

Q - амортизаційні відрахування, %;

t_H - річне зональне навантаження, год.

Базовий МТА:

$$A^c = \frac{1,1 \cdot 950000 \cdot 0,15}{680 \cdot 3,7} = 62,3 \text{ грн/га.}$$

Модернізований МТА:

$$A^3 = \frac{1,1 \cdot 1037500 \cdot 0,15}{680 \cdot 4,1} = 61,4 \text{ грн/га.}$$

Відрахування на поточний ремонт та обслуговування: [19]

$$R = \frac{C \cdot 1,1 \cdot r}{t_H \cdot W_z}; \quad (3.4)$$

де, r - відрахування на поточний ремонт та обслуговування, %.

Базовий МТА:

$$R^c = \frac{1,1 \cdot 950000 \cdot 0,15}{680 \cdot 3,7} = 62,3 \text{ грн/га.}$$

Модернізований МТА:

$$R^3 = \frac{1,1 \cdot 1037500 \cdot 0,15}{680 \cdot 4,1} = 61,4 \text{ грн / га.}$$

Обчислимо витрати на паливо:[19]

$$\Pi = \frac{\alpha \cdot N \cdot q \cdot d}{W_{год}}; \quad (3.5)$$

де, α - щільність палива, т/м³;

q - питома витрата пального, кг/кВт год;

d - ціна на дизпалива, грн/л;

N – потужність двигуна косарки, кВт.

Базовий МТА:

$$\Pi^c = \frac{0,825 \cdot 58,8 \cdot 0,244 \cdot 42,2}{3,7} = 135 \text{ грн / га.}$$

Модернізований МТА:

$$\Pi^3 = \frac{0,825 \cdot 58,5 \cdot 0,244 \cdot 42,2}{4,1} = 121,8 \text{ грн / га.}$$

Визначимо сумарні прямі питомі витрати:[19].

$$B = 3 + A + R + \Pi; \quad (3.6)$$

Базовий МТА:

$$B^c = 46,5 + 62,3 + 62,3 + 135 = 306 \text{ грн/га.}$$

Модернізований МТА:

$$B^3 = 41,9 + 61,4 + 61,4 + 121,8 = 286,5 \text{ грн/га.}$$

Питомі грошові вкладення визначимо:[19]

$$K = \frac{1,1 \cdot \Pi}{t_H \cdot W_{год}}; \quad (3.7)$$

Базова технологія:

$$K_m^c = \frac{1,1 \cdot 950000}{680 \cdot 3.7} = 415,3 \text{ грн/га.}$$

Модернізована технологія:

$$K_m^p = \frac{1,1 \cdot 1037500}{680 \cdot 4.1} = 409,3 \text{ грн/га.}$$

Знаючи питомі капіталовкладення визначимо приведені витрати за формулою:[19]

$$I = B + (E \cdot K); \quad (3.8)$$

де, E – коефіцієнт ефективності капіталовкладень.

Стандартний коефіцієнт ефективності капіталовкладень (E) становить 0,15. Тоді, обчислимо для двох варіантів процесу.

Базовий МТА:

$$I_c = 306 + (0,15 \cdot 415,3) = 368,3 \text{ грн/га.}$$

Модернізований МТА:

$$I_p = 286,5 + (0,15 \cdot 409,3) = 347,9 \text{ грн / га.}$$

Отримавши значення приведених витрат, визначимо річний економічний ефект за формулою:[19]

$$E = (I_c - I_p) \cdot W_{\text{год}} \cdot t_H; \quad (3.9)$$

$$E = (368,3 - 347,9) \cdot 4,1 \cdot 680 = 568750,2 \text{ грн.}$$

Отже, застосування модернізованого нами різального апарата дає можливість отримати ефект в сумі 56875,2 грн. Визначимо час окупності капіталовкладень.[19]

$$T = \frac{Ц}{E}; \quad (3.10)$$

$$T = \frac{950000}{568750,2} = 1,67 \text{ роки.}$$

Висновки до розділу 3.

Термін окупності вкладених коштів становить 1,67 років. Таке значення терміну окупності значно менше планового річного завантаження машини. Отже, можемо стверджувати про економічну доцільність та ефективність використання запропонованої конструкційної розробки.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. В конструктивній частині проведено проектування та розрахунок конструкції нового різального апарата жатки для скошування трав на підвищених швидкостях. Дана розробка також сприяє кращому зрізу рослинності, зменшуються тривалість простоїв на очищення жатки. Леза ножів виконано по логарифмічній спіралі, що забезпечує сталий кут защемлення вздовж всієї довжини леза ножа. Тобто витримування сталого кута защемлення дає змогу зменшувати швидкість різання, що дозволяє збільшити швидкість руху машини.

2. Встановлено кінематичні параметри ротаційного різального апарата, так, при ширині захвату жатки $B=4\text{м}$, робоча швидкість косарки становить $v_m=10\text{ км/год}$. Визначено розрахункове значення діаметра ротора ротаційного різального апарата, що становить $D=500\text{мм}$, та кількість роторів $K=8$. Виконано конструкційні розрахунки зварних швів, різьбових кріплень та вибір підшипникових вузлів різального апарату жатки-плющилки.

3. При скошування косарка рухається зі швидкістю $12,3\text{ км/год}$, що забезпечує коефіцієнт використання потужності двигуна – $0,847$. Вибрано гоново-човниковий спосіб руху з двома прокосами. Коефіцієнт робочих ходів агрегату становить – $0,981$. Розрахункові питомі витрати палива косарки складають 3 кг/га , годинна продуктивність $4,1\text{ га/год}$.

Кінематичні розрахунки дозволили визначити параметри робочої ділянки і агрегату. Виконано розрахунок ширини поворотної смуги для машини при виконанні петлевих грушоподібних поворотів, що становить $E=16\text{м}$.

4. Термін окупності вкладених коштів у модернізацію машини становить $1,67$ років. Таке значення терміну окупності значно менше планового річного завантаження машини. Отже, можемо стверджувати про економічну доцільність та ефективність використання запропонованої конструкційної розробки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЕРЕЛ

1. В.Т. Павлине Підшипники кочення: основні параметри, конструкції опор, змащування, ущільнення та розрахунок ресурсу. Львів: Національний університет «Львівська політехніка», «Інтелект-Захід», 2001. 136 с.
2. Вирощування екологічно чистої продукції рослинництва / Е.Г. Дегодюк, В.Ф. Сайко, М.С. Корнійчук та ін.; За ред. Е.Г. Дегодюка.-К.: Урожай,1992. 320с.
3. Войтюк Д. Г., Царенко О. М., Яцун С. С. та ін. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів. Практикум / За ред. С. С. Яцуна. К.: Аграрна освіта, 2000. 93 с.
4. Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г.Р. Сільськогосподарські машини. К.: Урожай, 1994. 448 с.
5. Гузенков П.Г. Деталі машин: підруч.. для вузів. – 4-е вид., випр. К.: Вища. Шк., 1986. 359 с.
6. Довідник сільського інженера / В.Д. Гречкосій, О.М. Погорілець, І. І. Ревенко та ін.; За ред. В. Д. Гречкосія. К.: Урожай, 1988. 360с.
7. Екологія та рослинництво: Навчальний посібник / П.В. Литвак, А.С. Малиновський, М.Ф. Рибак та ін. / 2-ге вид. перероб і доп. Житомир: Видавництво Державного агроекологічного університету, 2004. 236с.
8. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві В.Ю. Ільченко, І. П. Карасьов, А.С. Лімонт та ін.; За ред. В.Ю. Ільченка. К.: Урожай, 1993. 288 с.
9. Лихочвор В.В., Петриненко В.Ф. Рослинництво. Сучасні інтенсивні технології вирощування основних польових культур, - Львів: НВФ «українські технології», 2006. 730с.
10. Механізація сільськогосподарського виробництва і захисту рослин: Нав. посібник / Д.Г. Войтюк, І.В. Адамчук, Г.Р. Гаврилюк, О.С. Марченко; За ред. Д.Г. Войтюка. — К.: Вища шк, 1993. — 512 с.

11. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: Підручник / О. М. Царенко, Д. Г. Войтюк, В. М. Швайко та ін.; За ред. С. С. Яцуна. К: Мета, 2003. 448 с.
12. Мотрук Б.Н. Рослинництво / К.: Урожай, 1999. 461с.
13. Практикум із машиновикористання в рослинництві: Навч. Посібник / За ред.. Мельника І.І. К.: Кондор. 2004. 284с.
14. Рослинництво: Підручник / О. І. Зінченко, В. Н. Салатенко, М. А. Білоножко ; За ред. О.І. Зінченка. К.: Аграрна освіта, 2001.-591с.
15. Сільськогосподарські машини / В.Ю. Комаристов, М.М. Петренко, М.М. Косінов. К: Урожай, 1996. 240 с.
16. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник / Д.Г. Войтюк, В.М. Барановський, В.М. Булгаков та ін.; за ред.. Д.Г. Войтюка. К.: Вища освіта, 2005. 464с.
17. Сільськогосподарські та меліоративні машини: Підручник / Д.Г.Войтюк, В.О. Дубровін, Т.Д. Іщенко та ін.; За ред. Д.Г. Войтюка. К.: Вища освіта, 2004 .544с.
18. Типові норми продуктивності і витрат палива на сівбі, садінні та догляді за посівами /В.В. Вітвіцький, І.М. Демчак, В.С. Пивовар та ін. К: НДІ "Укراгропромпродуктивність", 2005. 544 с.
19. Типові норми продуктивності та витрати палива на тракторно-транспортних роботах /В.В. Вітвіцький, Ю.Я. Лузан, Л.І. Кучеренкота ін. К.: НДІ "Украгропромпродуктивність", 2007. 672 с. (Б-ка спеціаліста АПК „Економічні нормативи").

ДОДАТКИ