

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ
ТЕХНОЛОГІЙ
КАФЕДРА АГРОІНЖЕНЕРІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ
ІМЕНІ ПРОФЕСОРА . ОЛЕКСАНДРА СЕМКОВИЧА**

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему: **«ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ЗБИРАННЯ ЯБЛУК ІЗ
ВИКОРИСТАННЯМ РОТОРНОГО УДАРНОГО СТРУШУВАЧА З
УДОСКОНАЛЕНОЮ НАЧІПКОЮ»**

Виконав: студент 4 курсу групи Аін-41
спеціальності 208 „Агроінженерія”
(шифр і назва)

Гавор Володимир Сергійович
(прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доцент Олег КРУПІЧ
(прізвище та ініціали)

Дубляни 2024

УДК 631.358:634

Гавор В.С. Підвищення ефективності збирання яблук із використанням роторного ударного струшувача з удосконаленою начіпкою. Дипломний проєкт. Дубляни: кафедра агроінженерії та технічного сервісу імені професора Олександра Семковича Львівського НУП, 2024.

54 с. текст. част., 9 рис., 2 табл., 26 джерел, 6 арк. графіч. част. формату А1.

Проведено аналіз стану виробництва яблук. Розглянута операція збирання яблук із застосуванням роторного ударного струшувача плодів потокової дії з розробленою системою навіски. Розраховані основні техніко-економічні показники даної операції та розроблена операційна карта.

Для підвищення продуктивності агрегату була розроблена паралелограмна підвіска роторного струшувача, що дозволяє змінювати точку прикладання удару відповідно до висоти штамба під час переміщення агрегату. Обґрунтовані основні параметри розробленої системи навіски роторного ударного струшувача потокової дії.

Розглянуті питання охорони праці під час виконання операції збирання яблук та розроблені правила техніки безпеки під час роботи на запропонованому агрегаті, а також проведено аналіз охорони довкілля в господарстві.

Виконано розрахунок економічної ефективності удосконаленого роторного ударного струшувача плодів порівняно з базовим.

ЗМІСТ

ВСТУП	6
1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ПРОЄКТУВАННЯ.....	7
1.1. Вимоги до збирання яблук	7
1.2. Послідовність виконання технологічної операції збирання яблук....	8
Висновок	10
2. РОЗРАХУНОК ОПЕРАЦІЇ ЗБИРАННЯ ЯБЛУК	11
Висновок	20
3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ НАВІСКИ УДАРНОГО СТРУШУВАЧА ПЛОДІВ.....	21
3.1. Аналіз існуючих конструкцій навіски плодозбиральних машин	21
3.2. Будова та принцип роботи запропонованої навіски рами роторного ударного струшувача	22
3.3. Розрахунок вузлів і деталей механізму навіски рами роторного ударного струшувача	24
3.3.1. Аналіз роботи паралелограмного механізму навіски.....	24
3.3.2. Аналіз роботи механізму переведення рами струшувача у транспортне положення.....	33
3.3.3. Розрахунок діаметру гвинтів механізму піднімання рами у транспортне положення.....	37
Висновки	38
4. ОХОРОНА ПРАЦІ	39
4.1. Структурно-функціональний аналіз технологічного процесу збирання яблук та обґрунтування можливих чинників травмонебезпечних ситуацій	39
4.2. Моделі травмонебезпечних та аварійних ситуацій під час збирання яблук	40
4.3. Техніка безпеки при роботі на роторному ударному струшувачі плодів з розробленою системою навіски	41

5.	ОХОРОНА ДОВКІЛЛЯ.....	43
5.1.	Охорона та раціональне використання ґрунтів.....	44
5.2.	Охорона та ефективне використання водних ресурсів	44
5.3.	Охорона атмосферного повітря	45
5.4.	Зберігання і використання паливно-мастильних матеріалів	46
	Висновки і пропозиції.....	46
6.	ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ РОТОРНОГО УДАРНОГО СТРУШУВАЧА ПЛОДІВ З РОЗРОБЛЕНОЮ НАВІСКОЮ	47
	ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ.....	51
	СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	53

ВСТУП

Основним напрямком економічного і соціального розвитку України передбачається збільшення виробництва плодів, ягід, винограду, чаю і субтропічних культур, покращення сортового і породного складу насаджень.

Велику цінність для здоров'я людини мають фрукти і ягоди, багаті біологічно активними речовинами. До них слід віднести і яблука, які є цінною сировиною для переробної промисловості і відіграють важливу роль у раціоні харчування людей, особливо в зимовий період [2, 10] .

Слід зауважити, що вирощування яблук є ефективне для господарств, то дана галузь виробництва високорентабельна і приносить значні прибутки. Для господарства, що має сприятливі умови вирощування яблук, є доцільним впровадження даної галузі садівництва.

Однак, збільшення виробництва плодів та ягід можливе лише за рахунок інтенсифікації садівництва, яка передбачає комплексну механізацію всіх виробничих процесів під час вирощування даних культур [10, 14, 15] .

В технологічному процесі виробництва плодів найбільш трудомісткою операцією є збирання врожаю, на яку припадає 15 – 40% всіх загальних затрат по догляду за садами.

Для впровадження в господарствах такої галузі, як садівництво, необхідно звертати увагу на інтенсивні або прогресивні технології вирощування яблук, що передбачають механізацію технологічних операцій.

Слід також звертати увагу на збереження зібраного врожаю, що забезпечує його високу якість і відповідно реалізаційну ціну.

Тема дипломного проекту є актуальною для господарств, що впроваджують вирощування яблук, а також і для тих, які займаються їх виробництвом.

1. ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ПРОЄКТУВАННЯ

Технологічний процес виробництва яблук починається з закладання саду, періоду його догляду до вступлення в плодоношення і періоду експлуатації саду [13, 14].

Організація території саду передбачає науково обґрунтоване розміщення кварталів, дорожньої сітки, садозахисних насаджень, господарських будівель, а в умовах зрошення – також зрошувальної сітки.

В залежності від сорту і виду плодових дерев, існують різні схеми посадки. На даний час переважно прямокутний спосіб посадки садів, що значно полегшує механізований догляд за садами. Шахматну систему розміщення дерев застосовують тільки в присадибних садах або під час посадки на крутих схилах.

На даний час використовують різні схеми посадки дерев, починаючи від 10×5 м для сильнорослих дерев і закінчуючи 3×2 м – для карликових порід.

Найбільш якісного догляду потребує сад в перші роки після посадки.

Основні затрати праці в період експлуатації саду. Найбільш трудомісткими процесами в цей період є обрізка дерев і збирання врожаю, оскільки затрачається значна кількість ручної праці. Тому потрібно підвищувати рівень механізації даних технологічних процесів, що дасть змогу садівництву перейти на промисловий рівень.

1.1. Вимоги до збирання яблук

Збирання яблук потрібно проводити в період досягання ними товарної стиглості. Якщо почати збирати плоди скоріше, то ці плоди не відповідають стандартам за якістю для переробки, а отже продукція буде низького ґатунку. Пізнє збирання приводить до осипання плодів, підвищення їх пошкоджуваності під час збирання та транспортування, а також до втрати смакових і товарних якостей.

Загалом процес збирання яблук характеризується наступними агротехнічними вимогами: термін збирання повинен знаходитися в межах 10...20 днів від моменту настання технічної стиглості і збирання проводиться в суху погоду; розпочинати збирати плоди слід за умови, що 80% плодів досягли технічної стиглості; повнота знімання плодів має бути не меншою 95%. Для механізованого збирання необхідно забезпечити вільний прохід в міжрядді саду техніки, ширина вільного проходу має становити 3 м, а процесі збирання пошкодження крони мають не перевищувати 2%, а плодів – 20 % [2, 4, 6, 10].

1.2. Послідовність виконання технологічної операції збирання яблук

Операція збирання може виконуватися трьома способами: ручним, напівмеханізованим або механізованим [2, 10].

Застосування ручного способу збирання характеризується значними затратами, але при цьому значно зменшуються пошкодження плодів, що надає їм товарного вигляду і збільшує термін зберігання. Плоди зібрані вручну доцільно закладати на довготривале зберігання.

Напівмеханізований спосіб значно полегшує роботу працівників, однак затрати праці також є досить високі.

Для збирання яблук, що призначена для промислової переробки, доцільно застосовувати механізований спосіб, оскільки підвищується продуктивність процесу, зменшуються затрати праці, а значні пошкодження плодів не впливають на якість продукції після переробки.

Організація процесу збирання характеризується наступними етапами: потрібно підготувати сад до процесу збирання; вибрати певний тип збирального агрегату, визначити послідовність його комплектування і підготовки до роботи; для даного збирального агрегату потрібно визначити спосіб його руху в міжряддях саду і кількість обслуговуючого персоналу;

вибрати допоміжний агрегат для транспортування зібраного врожаю і розрахувати необхідну їх кількість для обслуговування основного агрегату.

Етап підготовки саду до процесу збирання передбачає скошування трав, які були посіяні в міжряддях саду, а також утворення вільного проходу (не менше 2 м) для вільного руху збирального і допоміжного агрегатів. Також цей етап передбачає обробіток пристовбурної зони, оскільки при механізованому способі збирання використовуються агрегати вібраційної дії і вібрація передається через штабл дерева або скелетну гілку.

Другий етап характеризується вибором головного збирального агрегату. Головним у виборі агрегату є його вплив на довкілля. Тому вибирають агрегати, які б мінімально пошкоджували дерева, плоди, мали відповідну продуктивність для збирання всього врожаю в агротехнічні терміни.

Після вибору агрегату, потрібно провести операції по його підготовці до роботи, тобто потрібно провести технічний огляд, якщо потрібно ремонт, а також потрібно виконати його технологічну наладку.

За основний агрегат доцільно вибрати роторний ударний струшувач плодів з удосконаленою системою начіпки, що монтується на тракторі КИЙ14820. Обслуговує основний агрегат транспортний: КИЙ14820 + контейнеровоза ВУК-3А, що перевозить контейнери та ящики з яблуками на піддонах. Після струшування яблук з дерева, вони опадає на плівку, що стелиться під деревом на попередньо скошену траву, а далі затарюються в контейнери.

Знаючи принцип роботи вибраного збирального агрегату, обґрунтовують спосіб його руху в міжряддях, а знаючи його продуктивність, врожайність яблук, вибирають додаткові агрегати. Це можуть бути як завантажувачі і транспортні засоби, так і спеціальні самозавантажувальні транспортні засоби. Для завантаження плодів в тару може використовуватися ручна праця, для цього необхідно визначити кількість допоміжних працівників для виконання даної операції.

Наступним етапом є планування кількості допоміжних агрегатів (контейнеровозів), яка потрібна для обслуговування одного струшувача. Це здійснюється порівнянням продуктивностей основного і допоміжного агрегатів. Планування повинне забезпечувати мінімальні простоя агрегатів.

Після організації процесу збирання, увага звертається на економічну частину, тобто розраховуються затрати, які потрібні для виконання процесу збирання.

Технологія виконання операції збирання яблук передбачає наступні етапи:

- підготовка саду до збирання плодів;
- знімання яблук з дерев з використанням плодозбиральної техніки. У нашому випадку пропонується використати роторний ударний струшувач плодів потокової дії, що здійснює струшування плодів на плівку, що застеляється під дерево на попередньо скошену траву;
- затарювання яблук в контейнери, що встановлені на платформі контейнеровоза ВУК-3А;
- транспортування яблук до місця тимчасового зберігання, на продаж, або до переробного цеху чи підприємства.

Висновок

Особливу увагу необхідно звернути на виконання операції збирання яблук, оскільки на неї припадає до 60 % затрат праці під час вирощування. Пропонується механізувати дану операцію із застосуванням струшувачів потокової дії. Запропонована технологія передбачає двофазне збирання, тобто струшування яблук на підготовлене міжряддя або вловлюючи поверхню з наступним завантаженням в транспортні засоби.

2. РОЗРАХУНОК ОПЕРАЦІЇ ЗБИРАННЯ ЯБЛУК

Метою розрахунку є визначення основних техніко-економічних показників збирального агрегату, з врахуванням умов виробництва.

Вихідні дані для розрахунку: площа кварталу: $F = 3$ га; довжина кварталу: $L = 150$ м; ширина кварталу: $B = 200$ м; схема посадки: 5×3 м; нахил місцевості: $i = 4\%$; основний агрегат: КИЙ82140+ ударний струшувач потокової дії; допустима швидкість: $V_p = 0,8$ км/год.

Оскільки струшувач не створює дії на ґрунт, то тяговий опір робочої машини розраховуємо за формулою [1, 9]:

$$R_M = G_M \cdot (f + i/100), \quad (2.1)$$

де G_M – вага струшувача, кН;

f – коефіцієнт опору кочення ходових коліс.

Для руху по траві $f = 0,09$ [9].

$$R_T = 7 \cdot (0,09 + 4/100) = 0,84 \text{ кН.}$$

Приведений тяговий опір машини рівний

$$R_{np} = \frac{0.159 \cdot N_{ввп} \cdot i_{тр} \cdot \eta_{тр}}{r_k \cdot n_n \cdot \eta_{ввп}}, \quad (2.2)$$

де $N_{ввп}$ – потужність, що використовується на гідроприводі, $N_{ввп} = 5$ кВт;

$i_{тр}$ – передатне число трансмісії трактора, $i_{п} = 330$;

r_k – радіус ведучого колеса, $r_k = 0,725$ м;

n_n – номінальна частота обертання колінчастого вала двигуна, s^{-1} ;

$\eta_{ввп}$ – механічний к.к.д. передачі від двигуна до ВВП;

$\eta_{тр}$ – механічний к.к.д. трансмісії, $\eta_{тр} = 0,9$.

$$R_{np} = \frac{0.159 \cdot 5 \cdot 330 \cdot 0.9}{0.725 \cdot 36.7 \cdot 0.95} = 9.21 \text{ кН.}$$

Загальний тяговий опір агрегату:

$$R_a = R_M + R_{np}, \quad (2.3)$$

$$R_a = 0,84 + 9,21 = 10,05 \text{ кН.}$$

Оскільки з технологічних міркувань ми вибираємо середню швидкість трактора, на якому навішується ударний струшувач потокової дії рівну 0,8 км/год, що відповідає першій передачі на понижуючому редукторі, то перевіримо чи двигун трактора КИЙ82140 буде розвивати необхідне тягове зусилля.

Номінальна дотична сила тяги на даній передачі розраховується за формулою:

$$P = \frac{N_e \cdot i_T \cdot \eta_{mm} \cdot 0.159}{r_k \cdot n_k}, \quad (2.4)$$

де N_e – номінальна потужність двигуна.

$$P = \frac{58.8 \cdot 330 \cdot 0.85 \cdot 0.159}{0.725 \cdot 36.7} = 102.1 \text{ кН.}$$

Отже вибрана нами перша робоча передача через понижувальний редуктор вибрана правильно, умова $P_{кн} > R_a$ виконується.

Визначаємо коефіцієнт використання номінальної потужності двигуна:

$$\eta_{ед} = \frac{N_{кр}}{N_{ен}}, \quad (2.5)$$

де $N_{кр}$ – гакова потужність трактора, кВт:

$$N_{кр} = \frac{R_a \cdot V_p}{3.6}, \quad N_{кр} = \frac{10,18 \cdot 0,8}{3,6} = 2,26 \text{ кВт.} \quad (2.6)$$

Тоді
$$\eta_{ед} = \frac{2,26}{58,9} = 0,038.$$

Як бачимо з приведеного розрахунку потужність двигуна використовується на 3,8%, що є дуже мало.

Виконаємо тяговий розрахунок і обґрунтуємо режим роботи допоміжного (транспортного) агрегату: трактор КИЙ82140 + ВУК-3А.

Визначаємо вагу завантаженого контейнеровоза:

$$G_k = G_{кк} + Q_b, \quad (2.7)$$

де $G_{кк}$ – вага незавантаженого контейнеровоза, $G_{кк} = 19 \text{ кН}$;

Q_B – вага вантажу, $Q_G = 35$ кН.

Отже $G_k = 19 + 35 = 54$ кН.

Тяговий опір агрегату визначаємо за формулою:

$$R_{ат} = n_k \cdot G_k \cdot (f_k \pm 0.01 \cdot i), \quad (2.8)$$

де n_k – кількість контейнеровозів в агрегаті, $n_k = 1$;

f_k – коефіцієнт опору коченню контейнеровоза, $f_k = 0,08$.

Отже $R_{ат} = 1 \cdot 57 \cdot (0.08 + 0.01 \cdot 4) = 6,84$ кН.

Вибір передачі проводимо після визначення максимального зусилля трактора за рівнянням:

$$P_{кр \max} \geq G_k \cdot (f_k \cdot a_k + 0.01 \cdot i) + G \cdot (f(a_{тр} - 1) + 0.01 \cdot i), \quad (2.9)$$

де a_k – коефіцієнт збільшення опору руху контейнеровоза, $a_k = 1,76$;

$a_{тр}$ – коефіцієнт збільшення опору руху трактора, $a_{тр} = 1,84$;

G – вага трактора, $G = 31,5$ кН.

$$\begin{aligned} P_{кр \max} &= 57 \cdot (0.08 \cdot 1.76 + 0.01 \cdot 4) + 31.5 \cdot (0.08 (1.84 - 1) + 0.01 \cdot 4) = \\ &= 7,56 + 2,75 = 10,31 \text{ кН.} \end{aligned}$$

Згідно тягової характеристики трактора КИЙ82140 приймаємо 5 передачу для якої $P_{кр} = 11,5$ кН, $V = 10,54$ км/год. Умова $P_{кр} \geq P_{кр \max}$ дотримана [9].

Перевіряємо достатність сили зчеплення на вибраній передачі:

$$F_{е \max} - G(a_{тр} f_{тр} + i/100) \geq G_k(a_k f_k + i/100), \quad (2.10)$$

де $F_{е \max}$ – максимальна сила зчеплення трактора з ґрунтом, кН,

$$F_{е \max} = \mu G_{зч}, \quad (2.11)$$

де $G_{зч}$ – зчіпна вага трактора, кН;

μ – коефіцієнт зчеплення рушіїв з ґрунтом, $\mu = 0,8$ [9].

Зчіпна вага трактора КИЙ82140:

$$G_{зч} = \lambda \cdot G \cdot \cos i, \quad (2.12)$$

де λ – коефіцієнт навантаження ведучих коліс, $\lambda = 0,85$ [9, 25].

Отже, $G_{зч} = 0,85 \cdot 31,5 \cdot \cos 4^\circ = 25,18$ кН.

$$F_{e \max} = 0,8 \cdot 25,2 = 17,63 \text{ кН.}$$

Тому $17,63 - 31,5(1,84 \cdot 0,08 + 4/100) \geq 57 \cdot (0,08 \cdot 1,76 + 4/100)$;

Умова $14,88 \text{ кН} \geq 8,56 \text{ кН}$ виконана.

Визначаємо коефіцієнт використання тягового зусилля:

$$\xi = \frac{R_{аз}}{P_{кр} - 0,01 \cdot G \cdot i}, \quad \xi = \frac{4,7}{11,5 - 0,01 \cdot 31,5 \cdot 4} = 0,43. \quad (2.13)$$

Розрахуємо кількість транспортних агрегатів, яка має обслуговувати один збиральний агрегат.

Маса перевезених яблук за один рейс:

$$Q_T = V \cdot \lambda \cdot \gamma_m, \quad (2.14)$$

де V – об'єм контейнерів на ВУК-3, $V = 3,5 \text{ м}^3$;

λ – коефіцієнт використання об'єму, $\lambda = 0,8$;

γ_m – щільність яблук, $\gamma_m = 0,85 \text{ т/м}^3$.

Отже, $Q_T = 3,5 \cdot 0,8 \cdot 0,85 = 2,38 \text{ т.}$

Площу, яку необхідно обробити, щоб завантажити один ВУК-3:

$$F = \frac{Q_T}{Y}, \quad (2.15)$$

де Y – врожайність яблук, $Y = 15 \text{ т/га.}$

$$F = \frac{2,38}{15} = 0,159 \text{ га.}$$

Тоді час за який буде зібрана ця площа:

$$t_g = \frac{F}{W_{зод.зм}} = \frac{0,159}{0,3} = 0,53 \text{ год} = 31,8 \text{ хв.}$$

Час циклу транспортного агрегату буде рівний:

$$t_u = \frac{2 \cdot L_T}{V_T} + t_{зав} + t_{розв}, \quad (2.16)$$

де V_T – середня швидкість агрегату, $V_T = 15 \text{ км/год}$;

L_T – віддаль перевезень вантажу, $L_T = 2 \text{ км}$;

$t_{\text{зав}}$ – час завантаження ВУК-3, $t_{\text{зав}} = 0,4$ год;

$t_{\text{розв}}$ – час розвантаження ВУК-3, $t_{\text{розв}} = 0,2$ год.

$$\text{Отже, } t_u = \frac{2 \cdot 2}{15} + 0,4 + 0,2 = 0,87 \text{ год} = 52 \text{ хв.}$$

Тоді, кількість транспортних агрегатів рівна:

$$m_T = \frac{t_u}{t_T} = \frac{52}{31,8} = 1,63 \text{ шт.}$$

Із агротехнічних міркувань приймаємо $m_T = 2$.

Оскільки, щоб завантажити один ВУК-3, потрібно обробити площу $F = 1590 \text{ м}^2$, а ширина міжряддя 5 м, то довжина саду з якої зібрано плоди:

$$l_o = \frac{1590}{5} = 318 \text{ м.}$$

Кількість піддонів, що перевозить ВУК-3 рівна 8 штук. Отже, відстань між піддонами:

$$a = \frac{l_o}{n_{\text{під}}}, \quad (2.17)$$

де $n_{\text{під}}$ – кількість піддонів, що перевозить ВУК-3А, $n_{\text{під}} = 8$ штук.

$$\text{Тоді } a = \frac{318}{8} = 39,75 \text{ м.}$$

Отже, контейнери необхідно розмістити в міжряддях саду на віддалі 39,75 м один від одного.

Розрахуємо показники роботи агрегату в саду.

Спосіб руху для даного випадку вибираємо човниковий, а спосіб повороту комбінований: з однієї сторони безпетлевий з прямолінійним відрізком, з другої – петлевий грибоподібний [9].

Коефіцієнт робочих ходів:

$$\varphi = \frac{L_p}{L_p + L_x}, \quad (2.18)$$

де L_p – робоча довжина гону, м;

L_x – середня питома довжина холостого ходу, м.

У нашому випадку $L_p = 150$ м.

Довжина холостого ходу при безпетлевому повороті з прямолінійним відрізком рівна:

$$l_{x1} = (1,4 \dots 2)R + X_1 + 2e, \quad (2.19)$$

де R – радіус повороту агрегату, $R = 3,6$ м;

X_1 – довжина прямолінійного відрізка, $X_1 = 2,8$ м;

e – довжина виїзду агрегату.

$$e = (0,1 \dots 0,2)l_k, \quad (2.20)$$

де l_k – кінематична довжина агрегату:

$$l_k = l_T = 1,19 \text{ м.}$$

Отже

$$l_k = 0,1 \cdot 1,19 = 0,12 \text{ м,}$$

$$l_{x1} = 1,4 \cdot 3,6 + 2,8 + 2 \cdot 0,12 = 8,08 \text{ м.}$$

Під час грибоподібного повороту довжина холостого ходу рівна:

$$l_{x2} = (5,0 \dots 5,5)R + 2e, \quad (2.21)$$

$$l_{x2} = 5 \cdot 3,6 + 2 \cdot 0,12 = 18,24 \text{ м.}$$

Отже

$$l_x = l_{x1} + l_{x2} = 8,08 + 18,24 = 26,32 \text{ м, } \varphi = \frac{150}{150 + 26,32} = 0,85.$$

Ширина поворотної смуги для саду у нашому випадку рівна 7 м. Вона задається ще під час закладання саду і є між квартальною дорогою.

Перевіримо, чи достатньо цієї довжини для здійснення повороту агрегатом.

Ширина поворотної смуги розраховується за формулою:

$$E_{\min} = 1,1R + l + d_k, \quad (2.22)$$

де d_k – відстань від найбільш віддаленої точки агрегату до краю поворотної смуги, $d_k = 1,5$ м.

$$E_{\min} = 1,1 \cdot 3,6 + 1,2 + 1,5 = 6,32 \text{ м.}$$

Ширина 8 м поворотної смуги достатня для здійснення повороту роторним ударним струшувачем.

Визначимо тривалість циклу роботи агрегату:

$$t_u = t_{pu} + t_{xu} = \frac{2L_p}{V_p \cdot 60} + \frac{l_x}{V_x \cdot 60}, \quad (2.23)$$

де $t_{рц}$, $t_{хц}$ – відповідно затрати часу за цикл на робочий хід і повороти, хв;

V_x – швидкість руху агрегату на поворотах, $V_x = 5$ км/год.

$$L_{ц} = \frac{2 \cdot 150}{0,22 \cdot 60} + \frac{26,32}{1,4 \cdot 60} = 22,72 + 0,31 = 23,03 \text{ хв.}$$

Кількість циклів роботи агрегату за зміну [9, 19]:

$$n_{ц} = \frac{T_{зм} - T_{пз} - T_{отл}}{t_{ц}}, \quad (2.24)$$

де $T_{зм}$ – тривалість часу зміни, хв;

$T_{пз}$ – підготовчо-заключний час, хв;

$T_{отл}$ – час регламентованих внутрішніх перерв на відпочинок, $T_{отл} = 30$ хв.

$$T_{пз} = T_{ето} + T_{пп} + T_{пнк} + T_{пн}, \quad (2.25)$$

де $T_{ето}$ – час на технічне обслуговування трактора і с.-г. машини, $T_{ето} = 32$ хв;

$T_{пп}$ – час на підготовку агрегату до переїзду, $T_{пп} = 3$ хв;

$T_{пнк}$ – час на переїзди на початку і в кінці зміни, $T_{пнк} = 30$ хв;

$T_{пн}$ – час на отримання наряду і здача роботи, $T_{пн} = 4$ хв.

Отже $T_{пз} = 32 + 3 + 30 + 4 = 69$ хв,

$$n_{ц} = \frac{420 - 66 - 30}{20,03} = 13,9 \text{ циклів. Приймаємо } 14 \text{ циклів.}$$

Чистий робочий час за зміну:

$$T_p = t_{рц} \cdot n_{ц}, \quad (2.26)$$

$$T_p = 22,72 \cdot 14 = 318,08 \text{ хв.}$$

Дійсний час зміни:

$$T_d = T_p + T_{пз} + T_{відп}, \quad (2.27)$$

$$T_d = 23,03 \cdot 14 + 69 + 30 = 421,42 \text{ хв.}$$

Коефіцієнт використання часу зміни:

$$\tau = \frac{T_p}{T_d}, \quad (2.28)$$

$$\tau = \frac{318,08}{421,42} = 0,75.$$

Продуктивність агрегату за зміну:

$$W_{зм} = 0,1B_p \cdot V_p \cdot T_p, \quad (2.29)$$

де B_p – робоча ширина захвату, $B_p = 5$ м;

$$W_{зм} = 0,1 \cdot 5 \cdot 0,8 \cdot 5,3 = 2,12 \text{ га/зм.}$$

Продуктивність агрегату за годину чистого часу:

$$W_{зодч} = \frac{W_{зм}}{T_p}, \quad (2.30)$$

$$W_{зодч} = \frac{2,12}{5,3} = 0,4 \text{ га/год.}$$

Продуктивність агрегату за годину змінного часу:

$$W_{зодз} = \frac{W_{зм}}{T_{зм}} = \frac{2,12}{7} = 0,3 \text{ га/год.}$$

Визначимо експлуатаційні затрати під час роботи агрегату.

Погектарна витрата палива:

$$Q = \frac{G_{mp}T_p + G_{mx}T_x + G_{mo}T_o}{W_{зм}}, \quad (2.31)$$

де G_{mp} , G_{mx} , G_{mo} – середня годинна витрата палива, кг/га, відповідно при робочому ході, при холостому русі і при зупинках трактора з працюючим двигуном;

T_x – загальний час на повороти і переїзди, год.

$$T_x = t_{хц} \cdot n_{ц} + T_{ппк}, \quad (2.32)$$

$$T_x = 0,31 \cdot 14 + 30 = 34,34 \text{ хв} = 0,57 \text{ год.}$$

T_o – час на зупинку з працюючим двигуном за зміну, год.

$$T_o = T_{відп} + 0,5T_{сто} + T_{пп} + T_{пн}, \quad (2.33)$$

$$T_o = 30 + 0,5 \cdot 32 + 3 + 4 = 53 \text{ хв} = 0,88 \text{ год.}$$

Тоді

$$Q = \frac{13,5 \cdot 5,3 + 6,5 \cdot 0,57 + 1,8 \cdot 0,88}{2,12} = 36,24 \text{ кг/га.}$$

Затрати праці на одиницю виконаної роботи:

$$H = \frac{m \cdot T_{змд}}{W_{зм}}, \quad (2.34)$$

де m – загальна кількість робітників, що обслуговують агрегат,

$$H = \frac{11 \cdot 7,02}{2,12} = 36,42 \text{ люд.год/га.}$$

Питомі затрати на амортизацію трактора:

$$S_{am} = \frac{(a_{pm} + a_{kp} + a_{mmo})B_m}{100T_{pz} \cdot W_{год}}, \quad (2.35)$$

де $a_{рт}$, $a_{кт}$, $a_{тто}$ – норми річних відрахувань відповідно на реновацію, капітальний ремонт, технічне обслуговування і поточний ремонт, %;

B_T – балансова вартість трактора, грн.;

T_p – річне завантаження трактора, год;

$W_{год}$ – годинна продуктивність агрегату, га/год.

$$S_{ат} = \frac{(10 + 5 + 22) \cdot 1000000}{100 \cdot 1300 \cdot 0,3} = 948,72 \text{ грн./га.}$$

Питомі затрати на амортизацію машини:

$$S_{ам} = \frac{(a_{pm} + a_{том}) \cdot B_m}{100 \cdot T_{pm} \cdot W_2}, \quad (2.36)$$

де a_{pm} , $a_{том}$ – норми річних відрахувань відповідно на реновацію, технічне обслуговування і поточний ремонт машини, %;

B_m – балансова вартість машини, грн.;

T_{pm} – річне завантаження машини, год.

$$S_{ам} = \frac{(14,2 + 12) \cdot 200000}{100 \cdot 200 \cdot 0,3} = 873,33 \text{ грн./га.}$$

Питомі затрати на паливо-мастильні матеріали:

$$S_{пм} = Q \cdot Ц_{пм}, \quad (2.37)$$

де Q – погектарна витрата палива на даній роботі, кг/га;

$Ц_{пм}$ – комплексна ціна 1 кг палива, грн.

$$S_{пм} = 36,24 \cdot 60 = 2174,4 \text{ грн/га.}$$

Затрати на основну зарплату:

$$S_{zn} = \frac{k \cdot (m_{mp} \cdot f_1 + m_d \cdot f_2)}{W_{годзм}}, \quad (2.38)$$

де k – коефіцієнт, що враховує доплати;

$m_{тр}$, m_d – відповідно кількість трактористів і допоміжного персоналу, що обслуговують агрегат;

f_1, f_2 – тарифні ставки тракториста і допоміжного персоналу;

$$S_{зп} = \frac{1,1 \cdot (1 \cdot 200 + 10 \cdot 150)}{0,3} = 4216,67 \text{ грн./га.}$$

Сумарні прямі затрати на одиницю виконаної роботи:

$$S_o = S_{ат} + S_{ам} + S_{пм} + S_{зм}, \quad (2.39)$$

$$S_o = 948,72 + 873,33 + 2174,4 + 4216,67 = 8213,12 \text{ грн/га.}$$

Приведені затрати на роботу агрегату:

$$S_{пр} = S_o + \frac{E_k}{W_{год}} \cdot \left(\frac{B_m}{T_{рм}} + \frac{B_{м}}{T_{рм}} \right), \quad (2.40)$$

де E_k – коефіцієнт ефективності капіталовкладень, $E_k = 0,15$.

$$S_{пр} = 8213,12 + \frac{0,15}{0,3} \cdot \left(\frac{1000000}{1300} + \frac{200000}{200} \right) = 9097,73 \text{ грн./га.}$$

На основі отриманих даних зроблена операційна карта, яка показана на аркуші графічної частини.

Висновок

1. Для збирання яблук пропонується використовувати роторний ударний струшувач з удосконаленою системою начіпки, що здійснює струшування плодів на попередньо підготовлену поверхню міжряддя. Для транспортування порожніх та заповнених контейнерів використовуються контейнеровози ВУК-3А.

2. Були розраховані основні техніко-економічні показники виконання операції збирання яблук: продуктивність агрегату за зміну – 2,12 га/зм; витрата палива – 36,24 кг/га; затрати праці – 36,42 люд.год/га; прямі експлуатаційні затрати – 8213,12 грн/га; приведені експлуатаційні затрати – 9097,73 грн/га. Для обслуговування основного агрегату необхідно два допоміжних транспортних агрегати КИЙ82140 + ВУК-3А.

3. РОЗРОБКА СИСТЕМИ НАВІСКИ УДАРНОГО СТРУШУВАЧА ПЛОДІВ

3.1. Аналіз існуючих конструкцій навіски плодозбиральних машин

В сучасному садівництві для збирання плодів використовують плодозбиральні машини, основним робочим органом яких є струшувач. Струшувачі по принципу дії на штабб дерева поділяються на вібраційні, віброударні і ударні. Широкого вжитку на сьогоднішній день набули струшувачі вібраційної дії, що використовуються на лабораторних машинах МПУ-1, МПУ-1А, ВУМ-15, КПУ-2 [2, 14]. Навіска даних струшувачів є різноманітна. Наприклад плодозбиральна машина МПУ-1А є самопересувною, з виконаною власною рамою на базі трактора Т-16М. На автономній рамі змонтовано вловлювачі, струшувачі і транспортер, а також весь привід робочих органів, який також автономний. Якщо розглянути плодозбиральна машину ВУМ-15А, то всі робочі органи монтується на раму шасі Т-16. Однак слід зауважити, що будь-яка начіпка рами повинна забезпечувати проїзд до дерева і захват штаба дерева затискачами, що з'єднані з вібратором на необхідній висоті. Проте виникають труднощі під час виконання даної операції, так як висота штамба різна і коливається в межах 0,5 м. Особливо, це відчутно коли дані плодозбиральні машини працюють в інтенсивному саду, де є загущена посадка і відстань між рядами і деревами в ряду мала, що знижує до мінімуму маневреність даних машин. Тому використання даної техніки під час збирання плодів в інтенсивному саду є малоефективна.

Другим недоліком, є те що плодозбиральні машини з вібратором є позиційної дії, а це зменшує їх продуктивність.

Дані проблеми можуть вирішити плодозбиральна машини ударної дії. Наприклад, заслуговує уваги роторний струшувач плодів ударної дії, що був розроблений у Львівському сільськогосподарському інституті (рис. 3.1) [26].

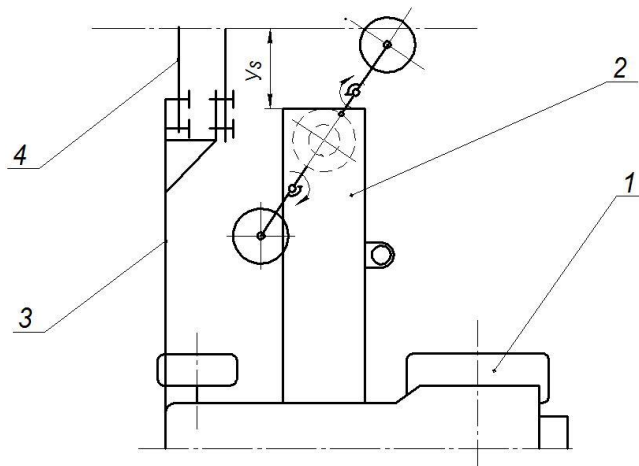


Рисунок – 3.1. Схема роторного ударного струшувача плодів:

- 1 – трактор; 2 – роторний ударний струшувач плодів; 3 – балка копіра;
4 – гнучкі елементи копіра

Основним недоліком даної машини було те, що підвіска рами струшувача дозволяла здійснювати тільки ступеневе регулювання висоти нанесення удару перед початком роботи в залежності від середнього значення висоти штамба дерев на ділянці що обробляється. Але як показала практика висота штампів коливається в межах 0,3...0,8 м, це вимагає регулювання висоти нанесення удару стосовно кожного дерева. Крім того рівень поверхні землі в міжряддях по відношенню до рівня поверхні землі в зоні рядка, внаслідок обробітку, не є однаковий, а також коливається в значних межах, що також впливає на регулювання висоти нанесення удару.

Тобто на нашу думку необхідно вдосконалити механізм навіски рами струшувача, щоб дозволяв би плавно регулювати розміщення ударного ролика відносно поверхні землі, тобто висоту нанесення удару.

3.2. Будова та принцип роботи запропонованої навіски рами роторного ударного струшувача

Враховуючи недоліки підвіски рами роторного ударного струшувача нами була запропонована конструкція навіски (див. лист графічної частини), що забезпечує плавне регулювання заміни висоти нанесення удару за рахунок

того, що рама струшувача 4 з роторним ударником 5 з'єднувалась з основною рамою 1 при допомозі паралелограмної підвіски 2.

Тобто розроблена підвіска струшувача складається (див. лист графічної частини) з основної рами 1, нижньої 2 і верхньої 3 рам, які шарнірно одним кінцем кріпляться до рами 1, а другим до основної рами 4. Зміна положення рами струшувача 1, тобто паралелограмного механізму здійснюється при допомозі гідроциліндра 21. Для переведення рами у транспортне положення використовується паралелограмний механізм, а також важіль, у вигляді двозахідного гвинта, що складається (див. лист графічної частини) з двох гвинтів 12 і 16 які при допомозі вух 14, 17 і осей 10 кріпляться одним кінцем до рами струшувача, а другим до верхньої рами 3. Довжина важеля міняється за рахунок прокручування гвинтів 12 і 16 в гайках 13 і 15, що з'єднані між собою пластиною 14.

Механізми навіски працюють наступним чином. В робочому режимі важіль для піднімання рами струшувача від'єднується від неї і кріпиться до основної рами і використовується тільки під час переведення струшувача у транспортне положення.

Під час струшування механізатор слідкує за місцем розташування ударних роликів відносно поверхні ґрунту і висотою штамба дерева, яке буде оброблятися. При необхідності за допомогою гідроциліндра, що під'єднується до гідросистеми трактора він замінює положення паралелограмного механізму, тобто висоту нанесення удару, що покращує виконання операції струшування плодів і усуває можливість взаємодії рами струшувача з землею і скелетними гілками.

Переведення струшувача у транспортне положення відбувається в наступній послідовності. Раму струшувача переводять у крайнє нижнє положення.

Після цього встановлюють піднімальний важіль, під'єднавши його до рами струшувача та від'єднують нижню раму паралелограмного механізму від

рами струшувача, так що вона утримується на осі верхньої рами. Скорочуючи важіль за допомогою двозахідного гвинта піднімають раму струшувача відносно верхньої рами. Остаточне переведення струшувача у транспортне положення завершується гідروциліндром паралелограмного механізму що піднімає верхню раму.

Вдосконалення навіски дозволило підвищити ефективність роторного ударного струшувача, особливо в умовах знімання плодів з дерев в інтенсивному саду.

3.3. Розрахунок вузлів і деталей механізму навіски рами роторного ударного струшувача

3.3.1. Аналіз роботи паралелограмного механізму навіски

Як відзначалось, для кращого маневрування машини і регулювання висоти нанесення удару, що обмежується висотою штамба дерев інтенсивного саду (0,5 м) була запропонована паралелограмна підвіска, положення якої змінюється за допомогою гідроциліндра.

Також був запропонований механізм піднімання рами струшувача в транспортне положення, розрахунок якого проводимо далі.

Розраховуючи паралелограмний механізм навіски рами необхідно визначити основні конструктивні параметри навіски, а також провести силовий аналіз, для визначення сил які діють на вузли і деталі, вони будуть вихідними даними для розрахунку деталей на міцність.

Розглянемо схему навіски рами ротора струшувача і сили що діють на вузли (рис. 3.2)

Механізм навіски складається з паралелограмно механізму ABCD, і механізму переведення в транспортне положення, балка FQ, довжина якої заміняється за допомогою двозахідного гвинта.

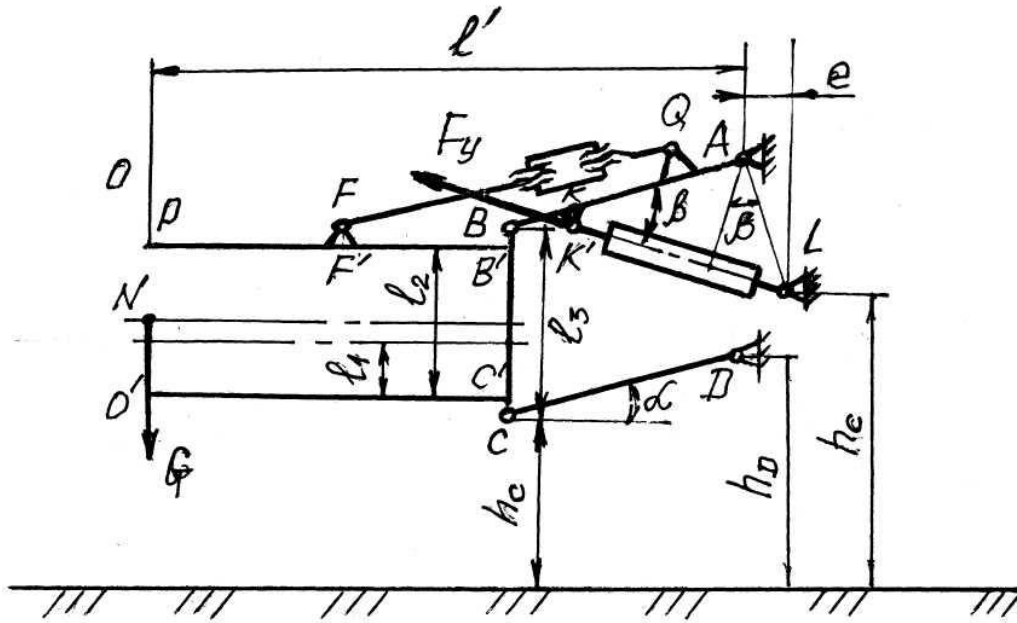


Рисунок 3.2 – Схема механізму навіски рами ротора струшувача

Задамо вихідними величинами, які впливають з умови роботи струшувача в саду, тобто від схеми посадки дерев в саду, кріплення до остова трактора і умов регулювання.

Позначимо дані величини і назвемо їх:

$l_{BC}, l_{AB}=l_{CD}$ – довжина лонжеронів паралелограмної підвіски, $l_{AB} = l_{CD} = 685$ мм,

$$l_{BC} = 320 \text{ мм};$$

$l_{PB'} = l_{PB}$ – відстань від осі обертання ротора до балки BC рами, $l_{PB'} = 1235$ мм;

l_2 – відстань між лонжеронами рами (по осях), $l_2 = 280$ мм;

l_1 – відстань від осі нижнього лонжерона рами струшувача, до горизонтальної осі OO обертання ротора, $l_1 = 125$ мм;

h_p, h_L – відстань від поверхні землі до точок D і L, відповідно точки кріплення паралелограмної підвіски і гідроциліндра, $h_D = 480$ мм, $h_L = 520$ мм;

Розміри ланок паралелограмної підвіски, а також вибір гідроциліндра і його розміщення буде в першу чергу залежати від ваги ротора і елементів рами, що консольно діє і прикладена в точці N (рис. 3.2).

Положення механізму паралелограмної підвіски визначається кутом α (рис. 3.2) між лонжеронами АВ і CD та лінією що горизонтальна поверхні ґрунту, а положення осі гідроциліндра, по якій діє його зусилля відносно лонжерона АВ кутом β .

Проаналізуємо початкове положення рами і визначимо взаємне розміщення точок рами в даному положенні.

Мінімальна відстань h_{cmin} виходячи з конструкції рами рівна 0,04 м = 40 мм, тоді початковий кут α_{min} буде рівний (рис. 3.3)

$$\alpha_{min} = \arcsin \frac{h_D - h_{cmin}}{l_{CD}} = \arcsin \frac{480 - 40}{685} = 40^\circ. \quad (3.1)$$

Тоді
$$\alpha_p = \arcsin \frac{h_D - h_{cmax}}{l_{CD}}, \quad (3.2)$$

де h_{cmax} – максимальна відстань від поверхні землі до точки С з умови діапазону регулювання висоти нанесення Δ_p ,

$$h_{cmax} = h_{cmin} + \Delta_p. \quad (3.3)$$

Величину Δ_p визначаємо за формулою

$$\Delta_p = h_{Nmax} - h_{Nmin}, \quad (3.4)$$

де h_{Nmax} ; h_{Nmin} – відповідно максимальна і мінімальна відстань від поверхні ґрунту до точки N під час зміни свого положення.

З рис. 3.1 можемо бачити, що

$$h_{Nmin} = h_{cmin} + l_1 + \frac{l_3 + l_2}{2} = 40 + 125 + \frac{320 + 280}{2} = 185 \text{ мм}, \quad (3.5)$$

$$h_{Nmax} = h_{uu} - \frac{h_p}{2} - h_n, \quad (3.6)$$

де h_{uu} – висота штамба, $h_{uu} = 500 \text{ мм}$;

h_p – ширина обода ударного ролика, $h_p = 100 \text{ мм}$;

h_n – відстань, що забезпечує гарантію, що нижня скелетна гілка не буде взаємодіяти з рамою і ротором.

$$\text{Тоді } h_{Nmax} = 500 - \frac{100}{2} - 20 = 430 \text{ мм}, \text{ та } \Delta_p = 430 - 185 = 245 \text{ мм}.$$

$$\text{Звідси } h_{max} = 245 + 40 = 285 \text{ мм}, \quad \alpha_p = \arcsin \frac{480 - 285}{685} = 16,54^\circ.$$

Знайдемо взаємне розміщення точки L кріплення гідро циліндра до рами трактора і точки В паралелограмної підвіски.

Відстань $h_L=520$ мм, а відстань h_B , що приймає два значення h_{Bmin} і h_{Bmax} визначаємо за формулою

$$h_{Bmin} = h_{cmin} + l_3 = 40 + 320 = 360 \text{ мм}; \quad (3.7)$$

$$h_{Bmax} = h_{cmax} + l_3 = 285 + 320 = 605 \text{ мм}. \quad (3.8)$$

Тобто $h_{Bmin} < h_L$, це говорить про те, що в початковому положенні точка В відносно поверхні ґрунту знаходиться нижче, а $h_{Bmin} < h_L$ – говорить про те, що точка В знаходиться вище від точки L, таке розміщення впливає на подальші розрахунки.

Встановлюємо який гідро циліндр нам треба підібрати з умови, що зусилля яке він створює вистачало для зміни положення паралелограмної навіски, як в робочому, так і в транспортному положенні, а також що його довжина $L_u \leq l_{K/L}$, тобто, щоб забезпечити можливість його монтажу на струшувачі.

Розглядаємо рисунок 3.3, де показано крайні нижнє і верхнє розташування паралелограмного механізму навіски рами.

Вихідною умовою є те, що зміна розміщення паралелограмної підвіски залежить від зміни довжини ланки K|L.

З рисунку 3.3 можемо визначити

$$l_{AL} = \sqrt{e^2 + (h_A - h_L)^2}, \quad (3.9)$$

де e – зміщення точки А відносно L по горизонталі, $e = 180$ мм;

h_A – відстань від поверхні ґрунту до точки А, $h_A = h_D + l_3$,

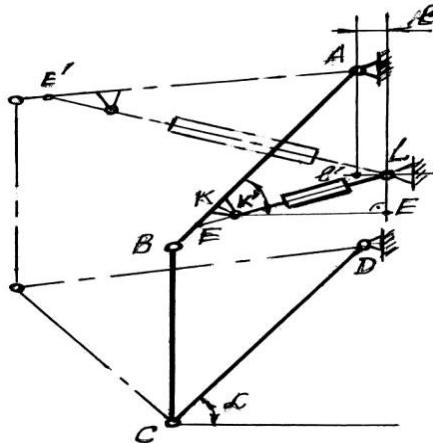


Рисунок 3.3 – Схема для розрахунку паралелограмної підвіски рами струшувача

Тобто

$$l_{AL} = \sqrt{e^2 + (h_D + l_3 - h_L)^2} = \sqrt{180^2 + (480 + 320 - 520)^2} = 332,9 \text{ мм}.$$

Визначаємо мінімальне значення величини $l_{K'L}$ і кута β_{min} , що характеризує довжину і розміщення циліндра у крайньому нижньому положенні рами, коли $\alpha_{min} = 42^\circ$ (рис.3.3.1)

$$\beta_{min} = \alpha_{min} - \text{arctg} \frac{l_{LE''}}{l_{K'E''}}, \quad (3.10)$$

$$l_{K'L_{min}} = \sqrt{l_{LE''}^2 + l_{K'E''}^2}.$$

Необхідно визначити величини $l_{LE''}$ і $l_{K'E''}$, зробивши геометричні перетворення з рис.3.3.1 отримаємо

$$l_{K'E''} = l_{KA} \cdot \cos \alpha_{min} + e - l_{KK'} \cdot \sin \alpha_{min}. \quad (3.12)$$

З конструктивних міркувань приймаємо, що $l_{KA} = 520 \text{ мм}$, $l_{KK'} = 35 \text{ мм}$, тоді

$$l_{K'E''} = 520 \cdot \cos 40^\circ + 180 - 35 \cdot \sin 40^\circ = 555,8 \text{ мм}.$$

Аналогічно знайдемо $l_{LE''}$

$$l_{LE''} = l_{AK} \cdot \sin \alpha_{min} + l_{KK'} \cdot \cos \alpha_{min} - l_{LA}, \quad (3.13)$$

де $l_{LA} = h_A - h_L = 800 - 520 = 280 \text{ мм}$.

Тоді $l_{LE''} = 540 \cdot \sin 40^\circ + 35 \cdot \cos 40^\circ - 280 = 81 \text{ мм}$.

Підставляючи значення $l_{LE''}$ і $l_{K'E''}$ у формули (3.12) і (3.13), отримуємо

$$\beta_{min} = 40 - \arctg \frac{81}{555,8} = 31,7^0; \quad l_{K/L_{min}} = \sqrt{81^2 + 555,8^2} = 561,6 \text{ мм.}$$

Як бачимо по довжині підходить ближче циліндр Ц-75 у якого відстань між осями 560 мм [6, 18, 19].

Знайдемо закономірність зміни кутів α і β при зміні довжини $L_{K/L}$, тобто видовження гідро циліндра. Розглянемо схему для розрахунку даних величин (рис. 3.4)

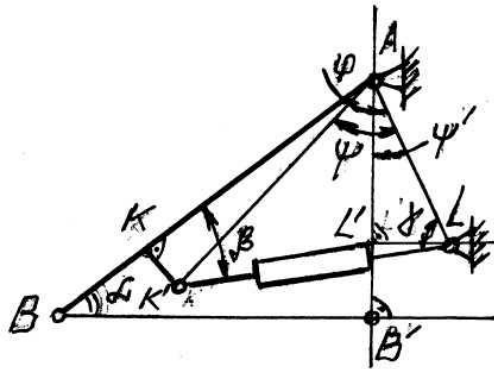


Рисунок 3.4 – Схема для розрахунку кутів α і β

З рисунка 3.3.2 можемо знайти, що

$$\beta = 180^0 - (\psi + \angle K'KA) - \gamma, \quad (3.14)$$

$$\alpha = 90^0 - \varphi. \quad (3.15)$$

Знайдемо невідомі нам кути ψ , φ та γ . З $\Delta K'AL$, використовуючи теорему косинусів, отримуємо

$$\hat{\psi} = \arccos \frac{l_{K'A}^2 + l_{AL}^2 - l_{K/L}^2}{2l_{K'A} \cdot l_{AL}}, \quad (3.16)$$

$$\hat{\gamma} = \arccos \frac{l_{K/L}^2 + l_{AL}^2 - l_{K'A}^2}{2l_{K/L} \cdot l_{AL}}. \quad (3.17)$$

Кут φ можемо визначити з рівняння

$$\varphi = \psi - \psi' + \angle K'AK, \quad (3.18)$$

де

$$\psi' = \arcsin \frac{l_{LL'}}{l_{AL}}, \quad \angle K'AK = \arctg \frac{l_{KK'}}{l_{AK}} \quad (3.19)$$

$$\text{Тоді } \varphi = \arccos \frac{l_{KA}^2 + l_{AL}^2 - l_{K'L}^2}{2l_{K'A} \cdot l_{AL}} - \arcsin \frac{l_{LL'}}{l_{AL}} + \arcsin \frac{l_{KK'}}{l_{AK}}. \quad (3.20)$$

$$\text{Тобто } \alpha = 90^\circ - \left(\arccos \frac{l_{K'A}^2 + l_{AL}^2 - l_{K'L}^2}{2l_{K'A} \cdot l_{AL}} - \arcsin \frac{l_{LL'}}{l_{AL}} + \arctg \frac{l_{KK'}}{l_{AK}} \right); \quad (3.21)$$

$$\beta = 180^\circ - \left(\arccos \frac{l_{KA}^2 + l_{AL}^2 - l_{K'L}^2}{2l_{K'A} \cdot l_{AL}} + \arctg \frac{l_{KK'}}{l_{AK}} \right) - \arccos \frac{l_{K'L}^2 + l_{AL}^2 - l_{K'A}^2}{2l_{K'L} \cdot l_{AL}}; \quad (3.22)$$

$$\text{де } l_{K'A} = \sqrt{l_{KK'}^2 + l_{AK}^2} = \sqrt{520^2 + 35^2} = 521,2 \text{ мм}. \quad (3.23)$$

Враховуючи, що довжина виходу штока гідроциліндра рівна 200 мм, то знайдемо значення кутів α і β при мінімальному і максимальному вильоту штоків.

$$\alpha_{min} = 90^\circ - \left(\arccos \frac{521,2^2 + 332,9^2 - 560^2}{2 \cdot 521,2 \cdot 332,9} - \arcsin \frac{180}{332,9} + \arctg \frac{35}{520} \right) = 40,3^\circ;$$

$$\alpha_{max} = 90^\circ - \left(\arccos \frac{521,2^2 + 332,9^2 - 760^2}{2 \cdot 521,2 \cdot 332,9} - \arcsin \frac{180}{332,9} + \arctg \frac{35}{520} \right) = -5,36^\circ.$$

Знак „-” говорить про те, що кут α пройшов через нульове значення, тобто точка В знаходиться вище точки А підвіски.

Тепер

$$\beta_{min} = 180^\circ - \left(\arccos \frac{521,2^2 + 332,9^2 - 560^2}{2 \cdot 521,2 \cdot 332,9} + \arctg \frac{35}{520} \right) -$$

$$- \arccos \frac{560^2 + 332,9^2 - 521,2^2}{2 \cdot 560 \cdot 332,9} = 31,8^\circ;$$

$$\beta_{max} = 180^\circ - \left(\arccos \frac{521,2^2 + 332,9^2 - 760^2}{2 \cdot 521,9 \cdot 332,9} + \arctg \frac{35}{520} \right) -$$

$$- \arccos \frac{760^2 + 332,9^2 - 521,2^2}{2 \cdot 760 \cdot 332,9} = 17,45^\circ.$$

При цьому максимальне переміщення точки В буде рівне

$$h_{Bmax} = h_A + l_{AB} \cdot \cos / \alpha_{max} /; h_{Bmax} = 800 + 685 \cdot \sin 5,36 = 864 \text{ мм}. \quad (3.24)$$

Тобто люба точка рами максимально переміститься на величину Δ_{max} , яка рівна

$$\Delta_{max} = h_{Bmax} - h_{Bmin} = h_{Bmax} - h_{Cmin} - l_3, \quad (3.25)$$

$$\Delta_{max} = 864 - 40 - 320 = 504 \text{ мм}.$$

Тобто $\Delta_p < \Delta_{max}$, при даній умові вильоту штока гідроциліндра вистачає для регулювання нанесення удару в робочому діапазоні ($\Delta_p=245$ мм).

Визначимо зусилля, яке необхідне для піднімання рами струшувача, тобто змінити положення паралелограмної підвіски. Звернемося до рис. 3.2.

Сила опору піднімання створює вага рами з ротором, що діє в точці N крім того паралелограмна підвіска забезпечує горизонтальне переміщення лонжеронів. Звідси можемо записати, що

$$M_A = G(l_{PB} + L_{AB} \cdot \cos \alpha), \quad (3.26)$$

де G – приведена маса ротора і рами струшувача.

Так як міняється значення α , то буде змінюватись і момент, який створює G відносно точки A.

$$M_{Amin} = 3000(1,235 + 0,685 \cos 40^0) = 5279 \text{ Нм} = 5,279 \text{ кНм};$$

$$M_{AP} = G(l_{PB} + l_{AB} \cdot \cos \alpha_p) = 3000(1,235 + 0,685 \cdot \cos 16,54) = 5675 \text{ Нм} = 5,675 \text{ кНм}.$$

Максимальне значення моменту буде коли $\alpha = 0$.

$$M_{Amax} = G(l_{PB} + l_{AB} \cdot \cos 0^0) = 3000(1,235 + 0,685) = 5760 \text{ Нм} = 5,76 \text{ кНм}.$$

Відповідно навколо точки A гідроциліндр повинен створювати відповідні моменти, тобто

$$M_{AЦ} = F_{ц} \cdot l_{AA'}, \quad (3.27)$$

де $F_{ц}$ – сила, що створює гідроциліндр, Н;

$l_{AA'}$ - відстань між точкою A і прямою дією сили гідроциліндра.

$$l_{AA'} = l_{AL} \cdot \sin A' LA = l_{AL} \cdot \sin \gamma, \quad (3.28)$$

Визначимо значення кута γ , коли кут α приймаємо значення α_{min} , α_p і $\alpha=0$.

Для цього використаємо формули (3.21); (3.22) і (3.23). Ми вже розраховали і знаємо, що $\alpha = \alpha_{min} = 40,3^0$, $\gamma = 65,8^0$.

Спочатку визначаємо, при якій довжині гідроциліндра ми отримуємо $\alpha = \alpha_p$ і $\alpha = 0$.

Розглянемо випадок, коли $\alpha = \alpha_p = 16,54^0$, тобто з формули (3.21) запишемо, що

$$\arccos \frac{l_{K'A}^2 + l_{AK}^2 - l_{K'L}^2}{2l_{K'A} \cdot l_{AL}} = 90 - \alpha + \arcsin \frac{l_{LL'}}{l_{AL}} - \arctg \frac{l_{KK'}}{l_{AK}},$$

$$\frac{l_{K'A}^2 + l_{AK}^2 - l_{K'L}^2}{2l_{K'A} \cdot l_{AL}} = \cos \left(90 - \alpha + \arcsin \frac{l_{LL'}}{l_{AL}} - \arctg \frac{l_{KK'}}{l_{AK}} \right).$$

Тобто

$$l_{K'L} = \sqrt{l_{K'A}^2 + l_{AL}^2 - 2l_{K'A} \cdot l_{AL} \cdot \cos \left(90 - \alpha + \arcsin \frac{l_{LL'}}{l_{AL}} - \arctg \frac{l_{KK'}}{l_{AK}} \right)}. \quad (3.29)$$

Підставивши відповідні значення отримаємо при умові, коли $\alpha = \alpha_p = 16,54^0$

$$l_{K'L} = \sqrt{521,2^2 + 332,9^2 - 2 \cdot 521,2 \cdot 332,9 \cdot \cos(90^0 - 16,54 + 32,7 - 3,85)} = 675,6 \text{ мм}.$$

При умові коли $\alpha = 0$

$$l_{K'L} = \sqrt{521,2^2 + 332,9^2 - 2 \cdot 521,2 \cdot 332,9 \cdot \cos(90^0 + 32,7 - 3,85)} = 741,56 \text{ мм}.$$

При цих довжинах по формулі (3.17) знайдемо кут γ , для умов коли $\alpha = \alpha_p$; $\alpha = 0$, який буде рівний, відповідно

$$\gamma_p = \arccos \frac{675,6^2 + 332,9^2 - 521,2^2}{2 \cdot 675,6 \cdot 332,9} = 48,9^0,$$

$$\gamma_0 = \arccos \frac{741,56^2 + 332,9^2 - 521,2^2}{2 \cdot 741,56 \cdot 332,9} = 38^0.$$

Використовуючи формули (3.26); (3.27) і (3.28) знайдемо F_u

$$F_u = \frac{M_A}{l_{AL} \cdot \sin \gamma} = \frac{G(l_{PB} + l_{AB} \cdot \cos \alpha)}{l_{AL} \cdot \sin \gamma}. \quad (3.30)$$

Підставляючи значення величин при різних положеннях механізму знайдемо $F_{ц}$.

$$\text{При умові коли } \alpha = \alpha_{min}, \quad F_{ц} = \frac{5279}{0,332 \cdot \sin 65,8} = 17385 \text{ Н}.$$

$$\text{Коли } \alpha = \alpha_p, \quad F_{ц} = \frac{5675}{0,332 \cdot \sin 48,9^0} = 22683 \text{ Н}.$$

$$\text{Коли } \alpha = \alpha_0, \quad F_{ц} = \frac{5760}{0,332 \cdot \sin 38^0} = 28180 \text{ Н}.$$

Як бачимо сила $F_{ц}$ зростає і досягає свого максимального значення коли $\alpha < \alpha_{max}$, тобто виліт гідроциліндра рівен 200 мм, а $l_{K'L} = 760 \text{ мм}$, тоді

$$F_{цmax} = \frac{3000(1,235 + 0,685 \cdot \cos 5,36)}{0,332 \cdot \sin 34,5} = 30582,9 \text{ Н}.$$

Виходячи з умови що $F_{цmax} = 30582,9 \text{ Н}$, ми можемо вибрати гідроциліндр Ц-75, максимальне зусилля якого рівне 43000 Н.

3.3.2. Аналіз роботи механізму переведення рами струшувача у транспортне положення

Ми повинні забезпечити переведення рами у транспортне положення, для цього використовуємо важіль, довжину якого можна змінювати за допомогою двозахідного гвинта.

Наведемо схему для розрахунку механізму переведення рами струшувача у транспортне положення.

Виходячи з конструктивних міркувань приймаємо відстань (рис.3.5) рівними $l_{F'B'} = 670 \text{ мм}$, $l_{FF'} = 60 \text{ мм}$, $l_{b'a'} = 520 \text{ мм}$, $l_{QQ'} = 40 \text{ мм}$.

Мета розрахунку є визначення початкової довжини важеля і величину його зменшення, щоб забезпечити піднімання лонжероном рами під кутом 10^0 до горизонту, а також визначити зусилля у важелі, щоб порахувати діаметр двозахідного гвинта. Визначимо початкову довжину важеля FQ, яка розраховується при крайньому положенні паралелограмної підвіски рами струшувача, тобто $\alpha = 40^0$.

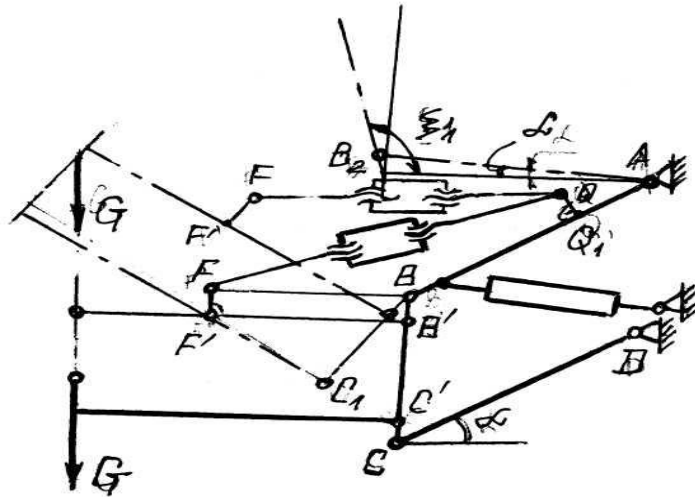


Рисунок 3.5 – Схема для розрахунку механізму піднімання ротора у транспортне положення

Зобразимо фрагмент рисунка 3.5, на якому, для кращого аналізу початкового положення, зобразимо схему.

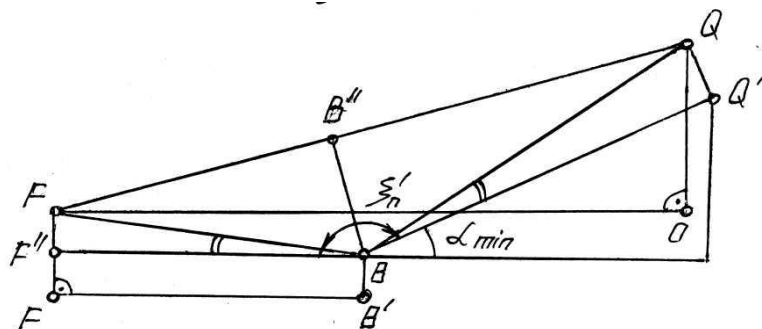


Рисунок 3.6 – Схема для визначення ξ'_n і l_{FQ}^n .

Здійснюємо необхідну побудову даної схеми (рис.3.6).

Виходячи з аналізу схеми (рис. 3.6) можемо записати, що

$$\xi'_n = F' \hat{B} F + F \hat{B} Q + Q \hat{B} Q' , \quad (3.31)$$

а з ΔFQO

$$l_{FQ} = \sqrt{l_{QO}^2 + l_{FO}^2} , \quad (3.32)$$

або за теоремою косинусів з ΔFBQ , при відомому куті $F \hat{B} Q$

$$l_{FQ} = \sqrt{l_{FB}^2 + l_{BQ}^2 - 2l_{FB}l_{BQ} \cdot \cos F \hat{B} Q} . \quad (3.33)$$

Ця формула зручніша, бо дає можливість розраховувати положення рами при зміні довжини важеля FQ.

Проводимо розрахунок невідомих параметрів

$$F' \hat{B} F = \arctg \frac{l_{F''F}}{l_{F'B'}} = \arctg \frac{l_{FF'} - \left(\frac{l_3 - l_2}{2} \right)}{l_{F'B'}}, \quad (3.34)$$

$$F' \hat{B} F = \arctg \frac{60 - \left(\frac{320 - 280}{2} \right)}{670} = 3,4^\circ.$$

$$l_{FB} = \frac{l_{F''B}}{\cos F' \hat{B} F} = \frac{l_{F'B'}}{\cos F' \hat{B} F} = \frac{670}{\cos 3,4} = 671,2 \text{ мм} . \quad (3.35)$$

$$Q \hat{B} Q' = \arctg \frac{l_{QQ'}}{l_{BQ}} = \arctg \frac{40}{520} = 4,4^\circ. \quad (3.36)$$

$$l_{BQ} = \frac{l_{Q'B}}{\cos Q \hat{B} Q'} = \frac{520}{\cos 4,4} = 521,5 \text{ мм} . \quad (3.37)$$

$$l_{QO} = l_{BQ'} \cdot \sin \alpha_{min} + l_{QQ'} \cdot \cos \alpha_{min} - FF''; \quad (3.38)$$

$$l_{FO} = l_{F'B} + l_{BQ'} \cos \alpha_{min} - l_{QQ'} \sin \alpha_{min}; \quad (3.39)$$

$$l_{QO} = 520 \cdot \sin 40,3 + 40 \cdot \cos 40,3 - 40 = 326,8 \text{ мм};$$

$$l_{FO} = 670 + 520 \cos 40,3 - 40 \sin 40,3 = 1040,7 \text{ мм} .$$

Тоді $l_{FQ}'' = \sqrt{326,8^2 + 1040,7^2} = 1090,8 \text{ мм}$

З ΔFQB за теоремою косинусів

$$Q \hat{F} B = \arccos \frac{l_{FB}^2 + l_{FQ}^2 - l_{BQ}^2}{2l_{FB} \cdot l_{FQ}}, \quad (3.40)$$

$$Q \hat{F} B = \arccos \frac{671,2^2 + 1090,8^2 - 521,5^2}{2 \cdot 671,2 \cdot 1090,8} = 20,85^\circ.$$

$$B \hat{Q} F = \arccos \frac{l_{BQ}^2 + l_{FQ}^2 - l_{FB}^2}{2l_{BQ} \cdot l_{FQ}}, \quad (3.41)$$

$$B \hat{Q} F = \arccos \frac{521,5^2 + 1090,8^2 - 671,2^2}{2 \cdot 521,5 \cdot 1090,8} = 27,26^\circ.$$

$$\widehat{F B Q} = 180^{\circ} - \widehat{Q F B} - \widehat{B Q F}; \quad (3.42)$$

$$\widehat{F B Q} = 180^{\circ} - 20,85^{\circ} - 27,26^{\circ} = 131,88^{\circ}.$$

Тоді

$$\xi'_n = 3,4^{\circ} + 131,88^{\circ} + 4,4^{\circ} = 139,7^{\circ}.$$

Крайнє верхнє положення – це точка B_2 куди рама переміщається за допомогою важеля і гідро циліндра.

Кут ξ до горизонту повинен становити 10° і він буде рівний

$$\xi = \xi'_K - |\alpha_{max}| - 90^{\circ}; \quad (3.43)$$

де ξ'_K – кут між лонжеронами рами і паралелограмною підвіскою.

З рівняння (3.43) можемо записати

$$\xi'_K = \xi + |\alpha_{max}| + 90^{\circ} = 10^{\circ} + 5,36 + 90 = 105,36^{\circ}.$$

Визначимо на скільки необхідно скоротити важіль FQ і до якої величини.

$$l_{FQ}^K = \sqrt{l_{FB}^2 + l_{BQ}^2 - 2l_{FB} \cdot l_{BQ} \cdot \cos\left(\xi'_K - \widehat{F B F} - \widehat{B Q F}'\right)}; \quad (3.44)$$

$$l_{FQ}^K = \sqrt{671,2^2 + 521,5^2 - 2 \cdot 671,2 \cdot 521,5 \cos(105,36 - 4,4 - 3,4)} = 902,53 \text{ мм};$$

$$l_{FQ} = l_{FQ}^n - l_{KQ}^K = 1090,8 - 902,53 = 188,3 \text{ мм}. \quad (3.45)$$

Тепер необхідно розрахувати максимальне зусилля, що виникає у важелі, воно як видно з рисунка 3.4, буде в початковому положенні коли $\xi = \xi'_n$, тоді плече дії сили G велике відносно точки B найбільше, тобто момент M_B^G буде найбільший, а плече дії сили важеля найменший, для цієї умови запишемо

$$M_B^G = G \cdot l_{PB}, \quad (3.46)$$

з другого боку з рис 3.6

$$M_B^{FQ} = F_B \cdot l_{BB''} . \quad (3.47)$$

Сила F_B визначимо з умови зрівноваження моментів $M_B^G = M_B^{FQ}$, тоді

$$F_B \cdot l_{BB''} = G \cdot l_{PB} \rightarrow F_B = \frac{G l_{PB}}{l_{BB''}} , \quad (3.48)$$

де $l_{BB''}$ – віддаль від точки обертання В рами до важеля FQ

$$l_{BB''} = l_{FB} \cdot \sin \hat{QFB} = l_{BQ} \cdot \sin \hat{BQF} ; \quad (3.49)$$

$$l_{BB''} = 671,2 \cdot \sin 20,85 = 238,9 \text{ мм} .$$

Тобто
$$F_B = \frac{3000 \cdot 1,235}{0,2389} = 15508 \text{ Н} = 15,505 \text{ кН} .$$

Тобто важіль має витримувати мінімальне зусилля в 16 кН.

3.3.3. Розрахунок діаметру гвинтів механізму піднімання рами у транспортне положення

Гвинти працюють на розтяг під дією сили $F_B = 15508 \text{ Н}$, яку необхідно прикласти в початковому положенні рами, щоб підняти її на необхідний кут.

На рисунку 3.3.5 зображена схема для розрахунку гвинта

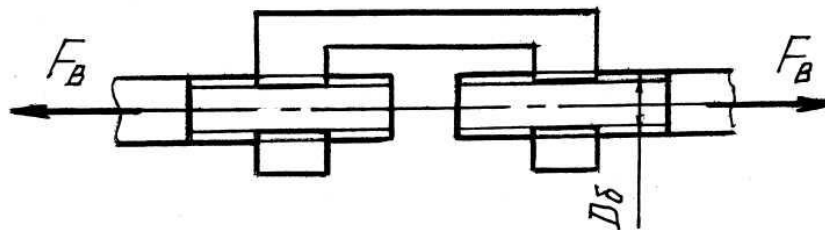


Рис.3.7. Схема для розрахунку гвинта

З умови міцності гвинта можна записати, що [4, 11]

$$\frac{\pi D_\delta^3}{4} [\sigma_p] = F_p , \quad (3.50)$$

де D_δ – діаметр гвинта, м;

$[\sigma_p]$ – розрахункове зусилля, що діє вздовж осі гвинтів, Н

Для забезпечення безпеки піднімання приймаємо

$$F_p = 2,5F_B = 2,5 \cdot 15508 = 38770 \text{ Н}.$$

$$\text{Тоді } D_\delta = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 38770}{3,14 \cdot 95 \cdot 10^6}} = 0,0228 \text{ м} = 22,8 \text{ мм}.$$

Приймаємо діаметр болта рівний $D_\delta = 24 \text{ мм}$.

Висновок

Основним недоліком даного струшувача є його недосконала навіска, що дозволяє робити тільки ступеневе регулювання розташування робочих органів відносно штамба дерева. Для зміни висоти встановлення робочих органів відповідно до висоти штамба, що залежить від сорту яблук та вікової групи, необхідно затратити значну кількість часу на виконання даної операції, що у свою чергу зменшує продуктивність агрегату. Розроблена системи навіски робочих органів дозволяє виконувати дане регулювання під час виконання робочого процесу без зупинки агрегату, що дає змогу зменшити непродуктивний час зміни, а отже підвищити продуктивність агрегату. Розраховані основні конструктивні параметри розробленої навіски.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Структурно-функціональний аналіз технологічного процесу збирання яблук та обґрунтування можливих чинників травмонебезпечних ситуацій

Технічний процес збирання яблук передбачає такі операції, а саме:

- транспортування порожніх контейнерів на контейнеровозі в сад;
- збирання яблук із одночасним завантаженням в контейнери;
- завантаження заповнених контейнерів та їх транспортування на приймальний пункт.

При виконанні вище наведених операцій можуть виникати такі травмонебезпечні чинники:

— транспортування порожніх контейнерів в сад:

- технічна несправність транспортного агрегату;
- невідповідне кріплення контейнерів і при їх транспортуванні падіння;
- перевезення людей разом із контейнерами;
- порушення правил дорожнього руху;
- нездоровий і не тверезий стан водія транспортного засобу;

— збирання яблук з одночасним завантаженням в ящики:

- невиконання правил безпеки праці;
- технічна несправність машини;
- знаходження сторонніх осіб в зоні збирання яблук;
- падіння контейнера;

— завантаження контейнерів та їх транспортування:

- несправність підйомного засобу;
- невиконання правил безпеки праці при завантаженні;
- перевантаженість транспортного засобу;
- невиконання правил дорожнього руху при транспортуванні яблук.

Виявлені і обґрунтовані чинники травмонебезпечних та аварійних ситуацій дозволить значно скоротити кількість нещасних випадків.

4.2. Моделі травмонебезпечних та аварійних ситуацій під час збирання яблук

Моделювання травмонебезпечних та аварійних ситуацій дозволяє зменшити їх кількість і дати прогнози їх виникнення та заходи по їх усуненню.

Операція збирання яблук з одночасним завантаженням в контейнери.

Небезпечні умови (НУ):

- невиконання правил безпеки праці (НУ₁);
- використання технічно несправної машини (НУ₂);
- знаходження сторонніх осіб в зоні навантаження контейнерів (НУ₃);
- погане закріплення контейнерів (НУ₄).

Небезпечні дії (НД):

- виконання регулювання робіт підчас роботи машини (НД₁);
- навантаження контейнерів (НД₂);
- рух транспортного агрегату при навантаженні (НД₃);

Небезпечні ситуації (НС):

- захват робочого одягу рухомими елементами машини (НС₁);
- травмування працівників (НС₂).

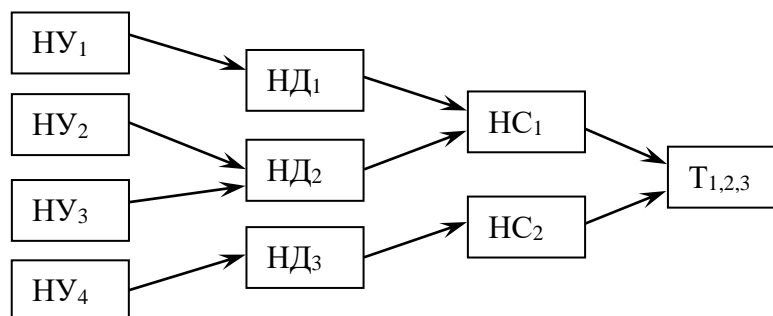


Рисунок 4.1 – Модель процесу збирання яблук з одночасним завантаженням в контейнери

Операція транспортування контейнерів з зібраним врожаєм.

Небезпечні умови (НУ):

- несправність транспортного агрегату (НУ₁);

- перевищення допустимої швидкості руху (НУ₂);
- невиконання правил техніки безпеки (НУ₃).

Небезпечні дії (НД):

- поломка транспортного агрегату (НД₁);
- різкий поворот на маршруті руху (НД₂);
- переїзд нерегульованих перехресть (НД₃).

Небезпечні ситуації (НС):

- перекидання транспортного агрегату (НС₁);
- падіння контейнерів (НС₂);
- травмування працівників (НС₃);

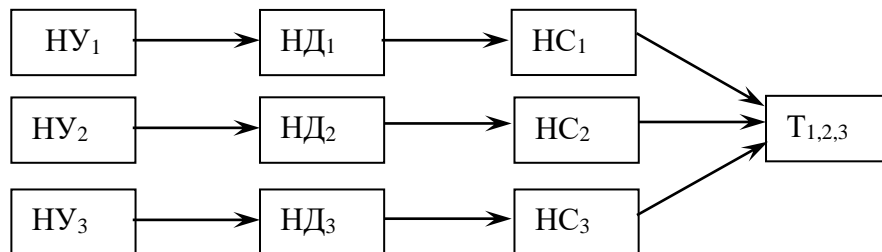


Рисунок 4.2 – Модель процесу транспортування плодів

4.3. Техніка безпеки при роботі на роторному ударному струшувачі плодів з розробленою системою навіски

Перед початком роботи на плодозбиральному агрегаті, що оснащений роторним ударним струшувачем потокової дії, який агрегується з трактором КИЙ82140 спочатку необхідно перевірити справність двигуна, рульового керування, гальмівної і гідравлічної системи трактора, а також надійність кріплень струшувача до рами та правильність під'єднання гідросистеми струшувача до гідросистеми трактора. Аналогічні вимоги ставляться до допоміжного агрегату, що забезпечує транспортування зібраного врожаю.

Перевірити роботу всіх механізмів плавним, короткочасним включенням.

Не включати машину при знятих захисних кожухах.

Регулювання проводити при повній зупинці робочих органів машини.

Під час роботи агрегату не проводити мащення та очищення робочих органів, а також не відкручувати гайки та штуцери гідросистеми.

Не перевозити людей на збиральному та транспортних агрегатах, а також не залишати машину без нагляду з працюючим двигуном.

Перед виїздом в сад машину необхідно укомплектувати протипожежним інвентарем (вогнегасником та лопатою). Для уникнення пожежі своєчасно усувати підтікання палива та мастил.

Оскільки тракторист, що працює на запропонованому агрегаті піддається вібрації, то він повинен не менше одного разу на рік проходити медичний огляд.

Категорично забороняється допускати до роботи на агрегаті трактористів у нетверезому стані.

При експлуатації та обслуговуванні машини суворо дотримуватись загальних вимог безпеки праці при роботі на тракторах. А тому, при зміні робочої позиції і рушанні з місця тракторист зобов'язаний подати звуковий сигнал.

Для передбачення аварій і нещасних випадків при русі агрегату тракторист повинен безперервно спостерігати за перешкодами, розміщеними вгорі (проводи, трубки, арки), також нерівностями шляху.

Частини машини, що рухаються та обертаються (карданні, ланцюгові, пасові, зубчасті передачі) мають бути огорожені захисними кожухами, колір яких відрізняється від загального пофарбування, з червоним або жовтим покриттям. На захисних огорожах, а також біля вузлів машин, небезпечних для обслуговування персоналу, слід зробити запобіжні написи. Забороняється експлуатувати машину, яка технічно несправна і не відрегульована.

Одним із основних заходів попередження травматизму при роботі на вище вказаному агрегаті є дотримання інструкції і правил техніки безпеки.

Машини для збирання яблук повинні відповідати вимогам ДСТУ 12.2.003-94, а їх технічний стан та укомплектованість – вимогам правил техніки безпеки та заводським інструкціям.

5. ОХОРОНА ДОВКІЛЛЯ

Довкілля – це дуже складна, багатофункціональна, споконвічно збалансована єдина система, яка живе й постійно самовідновлюється завдяки своїм особливим законам обміну речовин і енергії. Ця система розвивалася та функціонувала мільйони років, але людина на сучасному етапі своєю діяльністю настільки розбалансувала природні зв'язки всієї глобальної екосистеми, що вона почала активно деградувати, втрачаючи здатність самовідновлення [3, 21].

Тому на даний час виникла глобальна проблема, пов'язана з тим, як повернути збалансованість цих природних ресурсів.

Ця проблема значно торкається і сільського господарства, адже сільське господарство найбільш пов'язане з природнім середовищем, і завдає йому чималий шкідливий вплив.

Для зменшення шкідливого впливу на довкілля, інженер повинен знати і реалізовувати в життя наступні вимоги щодо охорони навколишнього середовища:

- контролювати справність тракторів, автомобілів, с.-г. машин, а також використовувати їх за призначенням;

- контролювати якісне використання нафтопродуктів, дотримуватись правильного їх зберігання і утилізації, не допускати їх попадання в ґрунт і водні ресурси;

- для певних с.-г. робіт використовувати техніку, яка б мінімально впливала на довкілля;

- використовувати нові способи обробітку ґрунту, застосовувати протиерозійний обробіток ґрунту оптимально вносити добрива на певний тип ґрунтів і під певний вид рослин;

- потрібно працювати над конструктивним вдосконаленням с.-г. техніки;

– контролювати роботу ремонтних баз, стан машинно-тракторного парку, правильно утилізувати відходи, не допускаючи їх шкідливого впливу на довкілля.

5.1. Охорона та раціональне використання ґрунтів

Ґрунти мають величезне значення не лише тому, що є головним джерелом отримання харчових продуктів. Вони відіграють активну роль в очищенні природних і стічних вод, ґрунтово-рослинний покрив є регулятором водного балансу суші. Це – універсальний біологічний фільтр і нейтралізатор багатьох видів антропогенного забруднення. Основним засобом відновлення ґрунтів є насадження лісозахисних смуг, впровадження сівозмін, періодична консервація угідь.

Хімізація не дуже впливає на погіршення ґрунтів, оскільки на даний час їх вноситься набагато менше, ніж повинна становити норма. Необхідно запроваджувати технології змінних норм внесення.

Для підвищення родючості ґрунтів потрібно впроваджувати нові технології обробітку, використовувати техніку легшу за масою, але з вищою потужністю. Сьогодні для реального використання землі потрібно переходити на безплужну систему обробітку. Всі ці дії раціонального землекористування вимагають затрати додаткових коштів, а при сьогоднішньому стані економіки країни цих коштів немає де взяти,

5.2. Охорона та ефективне використання водних ресурсів

Вода є однією з найнеобхідніших і найпоширеніших речовин. Сільське господарство – один з найбільших споживачів і одночасно забруднювачів природних вод внаслідок використання міндобрив, пестицидів та інших хімікатів, функціонування тваринницьких комплексів, зрошування земель.

Середньомісячна кількість опадів становить 645 мм. На період активної вегетації, який триває від середини квітня до середини вересня (115 – 160 днів), припадає 428 мм опадів.

Основним джерелом водопостачання для людства є річковий стік і підземні води.

Для зменшення шкідливого впливу на водні ресурси необхідно:

- зберігати та використовувати мінеральні добрива, отрутохімікати з дотриманням вимог санітарно-гігієнічних норм;

- встановлювати фільтри-відстійники стічних вод з машинних дворів, майстерень, АЗС, складів пального та мастил.

5.3. Охорона атмосферного повітря

Одним з найважливіших екологічних чинників, що потребує охорони, є атмосферне повітря.

Основними й найбільш дієвими засобами боротьби з забрудненням атмосфери є екологічні. Потрібно встановити сувору систему штрафів, розмір яких залежав би від кількості викинутих у повітря забруднювачів понад гранично допустимих норм викидів, часу викиду тощо.

У сільському господарстві потрібно застосовувати наступні методи боротьби з забрудненням атмосфери:

- регулювання двигунів внутрішнього згорання в автомобілях, тракторах, самохідних с.-г. машинах, встановлення на них спеціальних каталізаторів для опалювання пального;

- заміна етилового бензину на екологічно менш шкідливий;

- впровадження електронних систем для регулювання надходження пального;

- збільшення обсягів озеленення населених пунктів;

- ізоляція джерел шуму кожухами, ковпаками, застосування пристроїв, які зменшують шуми, та глушників;

– застосування на особливо шумних виробництвах засобів індивідуального захисту (навушників, антивібраційного взуття тощо).

5.4. Зберігання і використання паливно-мастильних матеріалів

Правильне використання і зберігання нафтопродуктів – один з найважливіших чинників охорони атмосферного повітря.

В господарствах паливо необхідно зберігати в бочкоподібних ємностях, які встановлюються на бетонні опори на висоті 0,7 метра від поверхні землі. Для бензину використовують 10-ти кубові ємності, а для дизпалива – 10-ти та 5-ти кубові.

Масла і мастила зберігають в нафтоскладі в 0,2 кубових переносних ємностях.

Відпрацьовані ПММ збирають в переносні ємності, і відвозять до районного складу зберігання палива.

При використанні і зберіганні нафтопродуктів слід звертати увагу на: стан резервуарів, трубопроводів, автоцистерн та іншого обладнання; наявність підтікань паливо-мастильних матеріалів, а в разі наявності підтікання їх усувати; якість утилізації відпрацьованих ПММ, щоб вони шкідливо не впливали на довкілля.

Висновки і пропозиції

В даному проекті розглядається процес збирання яблук. Для цього використовується струшував плодів потокової дії та контейнеровоз ВУК-3А. Дана спеціалізована техніка для садівництва наносить навколишньому середовищу (садам) найменше шкоди, оскільки не створюють великого тиску на ґрунт і не приводить до пошкодження дерев.

6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ РОТОРНОГО УДАРНОГО СТРУШУВАЧА ПЛОДІВ З РОЗРОБЛЕНОЮ НАВІСКОЮ

Для збирання яблук нами запропоновано використати роторний ударний струшувач, що забезпечує знімання плодів на попередньо підготовлене міжряддя з наступним їх затарюванням в контейнери. У свою чергу заповнені контейнери, завантажують на робочу платформу контейнеровоза ВУК-3.

Основним недоліком даного струшувача є його недосконала підвіска, що дозволяє робити тільки ступеневе регулювання розташування робочих органів відносно штамба дерева. Для зміни висоти встановлення робочих органів відповідно до висота штамба, що залежить від сорту яблук та вікової групи, необхідно затратити значну кількість часу на виконання даної операції, що у свою чергу зменшує продуктивність агрегату. Розроблена системи навіски робочих органів дозволяє виконувати дане регулювання під час виконання робочого процесу без зупинки агрегату, що дає змогу зменшити непродуктивний час зміни, а отже підвищити продуктивність агрегату. Підвищення продуктивності агрегату і забезпечить отримання економічного ефекту.

Враховуючи зміну цін на техніку, паливо-мастильні матеріали, сільськогосподарську продукцію, а також зміну нормативів на заробітну плату, дані показники вважаються реальними для умов експлуатації запропонованого роторного ударного струшувача плодів.

Тобто, економічна оцінка комбінованого збирально-транспортного агрегату проводиться у випадку його можливого використання на збиранні яблук в збиральний сезон 2023 року.

Розрахунок здійснюється згідно стандартної методики [7, 22] в наступній послідовності. На основі експлуатаційних показників роботи запропонованого роторного ударного струшувача плодів і затрати коштів на удосконалення системи навіски, нормативно-довідкового матеріалу, реальних

цін на трактори і сільськогосподарську техніку, паливо-мастильні матеріали, заповнюється таблиця вихідних даних для визначення економічної ефективності роторного ударного струшувача плодів з розробленою навіскою.

Вихідні дані (станом на 1.09.2023 року) для розрахунку економічної ефективності запропонованого роторного ударного струшувача плодів наведені в таблиці 6.1, де враховані тільки показники, що відносяться до технологічного процесу збирання яблук і впливають на економічний ефект.

Таблиця 6.1 – Вихідні дані для розрахунку економічної ефективності

Показники	МТЗ-80+ударний струшувач	
	базовий	розробленою навіскою
1	2	3
Продуктивність за години змінного часу, га/год	0,35	0,4
Балансова вартість, грн :		
машини	200000	200000
трактора	1000000	1000000
Річне завантаження, год.:		
трактора	1300	1300
машини	200	200
Чисельність виробничого персоналу, чол.:		
основного	1	1
допоміжного	10	10
Годинні тарифні ставки, грн/люд.год :		
основного	200	200
допоміжного	150	150
Коефіцієнт, що враховує доплати:		
основного	1,1	1,1
допоміжного	1,1	1,1
Коефіцієнт відрахувань на реновацію:		
трактора	0,1	0,1
машини	0,142	0,142
Коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт і технічне обслуговування		
трактора	0,22	0,22
машини	0,12	0,12

Коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт трактора машини	0,05 –	0,05 –
--	-----------	-----------

Продовження таблиці 6.1

1	2	3
Витрата паливо-мастильних матеріалів, кг/га	39,13	36,24
Ціна 1 кг палива з врахуванням вартості мастильних матеріалів, що припадає на 1 кг палива	60	60
Коефіцієнти затрати на зберігання від вартості технічного обслуговування		
енергетичного засобу (трактора)	0,065	0,065
машини	0,065	0,065
Нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень	0,15	
Коефіцієнт гарантії споживачу економічного ефекту	0,95	
Коефіцієнт переведення оптової ціни в балансову	1,1	

Аналіз економічної ефективності проводиться на ПЕОМ IBM/XT з використанням програми, розробленої в середовищі Excel.

Отримані результати розрахунку свідчать про доцільність використання роторного ударного струшувача плодів з розробленою системою навіски під час збирання яблук внаслідок збільшення продуктивності за рахунок зменшення часу на зміну висоти встановлення робочого органу, ударника, відповідно до висоти штамба, що залежить від сорту яблук та віку дерев.

Таблиця 6.2 – Показники економічної ефективності роторного ударного струшувача плодів з розробленою навіскою

Показники	МТЗ-80+ударний струшувач	
	базовий	удосконалений
1	2	3
1. Річне напрацювання, га	94,5	108

Продовження таблиці 6.2

1	2	3
2. Прямі затрати (грн/га) на:		
– оплату праці	5342,86	4675
– паливо-мастильні матеріали	2347,8	2174,4
– технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт	847,37	741,45
– реновацію	520,31	455,27
– інші прямі затрати	55,08	48,19
– всього прямих затрат	9113,42	8094,31
3. Капітальні вкладення, грн/га	4314,2	3774,93
4. Зведені затрати, грн/га	9760,55	8660,55
5. Річний економічний ефект від експлуатації нової машини, грн	—	118800,05
6. Економічний ефект від виробництва і використання за строк служби нової машини, грн	—	406849,5
Верхня межа ціни нової машини, грн	—	551681,36
Лімітна ціна нової машини, грн	—	524097,29
7. Затрати праці, люд.-год/га	31,43	27,5
8. Річна економія праці, люд.-год	—	424,44

9. Ступінь зменшення затрат (в %)		
– прямих затрат	—	12,5
– прямих затрат	—	11,18
– зведених затрат	—	11,27
– капіталовкладень	—	12,5

Спостерігається зменшення (на один гектар зібраного саду): затрат праці на 12,5 %; зведених затрат – 11,18 %, капіталовкладень – 11,27 %. Річний економічний ефект від запровадження роторного ударного струшувача плодів з розробленою навіскою для збирання яблук порівняно з базовою конструкцією буде становити 118800 грн (в цінах на 1.09.2023 року) за умови річного напрацювання 108 гектарів.

ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

1. Для підвищення прибутковості аграрного виробництва доцільно запроваджувати нові галузі, що можуть приносити хороші прибутки і забезпечити ефективне вкладання капіталів. До таких галузей можна віднести вирощування плодкових культур, наприклад яблук. Ефективність виробництва яблук буде досягнута за умови наявності достатнього комплексу машин, що забезпечить максимальну механізацію технологічних процесів. Особливу увагу треба звернути на механізацію процесу збирання.
2. Для збирання яблук пропонується використовувати роторний ударний струшувач з удосконаленою системою начіпки, що здійснює струшування плодів на попередньо підготовлену поверхню міжряддя. Для транспортування порожніх та заповнених контейнерів використовуються контейнеровози ВУК-3А.
3. Були розраховані основні техніко-економічні показники виконання операції збирання яблук: продуктивність агрегату за зміну – 2,12 га/зм; витрата палива – 36,24 кг/га; затрати праці – 36,42 люд.год/га; прямі експлуатаційні затрати – 8213,12 грн/га; приведені експлуатаційні затрати – 9094,73 грн/га. Для обслуговування основного агрегату необхідно два допоміжних транспортних агрегати КИЙ14820 + ВУК-3А.
4. Основним недоліком даного струшувача є його недосконала підвіска, що дозволяє робити тільки ступеневе регулювання розташування робочих органів відносно штамба дерева. Для зміни висоти встановлення робочих органів відповідно до висоти штамба, що залежить від сорту яблук та вікової групи, необхідно затратити значну кількість часу на виконання даної операції, що у свою чергу зменшує продуктивність агрегату. Розроблена системи навіски робочих органів дозволяє виконувати дане регулювання під час виконання робочого процесу без зупинки агрегату, що дає змогу зменшити непродуктивний час зміни, а отже підвищити продуктивність

агрегату. Розраховані основні конструктивні параметри розробленої підвіски.

5. Шляхом аналізу стану охорони довкілля в господарстві виявлені недоліки і подані пропозиції для їх усунення, а також розглянуті питання охорони праці під час виконання операції збирання яблук з використання удосконаленого роторного ударного струшувача.
6. Річний економічний ефект від запровадження роторного ударного струшувача плодів з розробленою навіскою для збирання яблук порівняно з базовою конструкцією буде становити 118800 грн (в цінах на 1.09.2023 року) за умови річного напрацювання 108 гектарів.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Бендера І.М., Грубий В.П., Роздорожнюк П.І. та ін. Експлуатація машин та обладнання. Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин Я.І. 2013. 576 с.
2. Беренштейн І.Б., Демидко М.О., Широкоград П.К. та ін. Механізація збирання і товарної обробки плодів та ягід. Київ: Урожай, 1976. 136 с.
3. Білявський Г. О., Фурдуй Р. С., Костіков І. Ю. Основи екології: підручник, 2-ге вид., доповн. Київ. Либідь, 2005. 407 с.
4. Булгаков В.М., Гриник І.В., Калетник Г.М. та ін. Теоретична механіка: підручник /за ред. Акад. НААН В.М. Булгакова. Київ: Аграрна наука, 2014. 560 с.
5. Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Іщенко Т.Д. та ін. Сільськогосподарські машини: підручник. Київ: Агроосвіта, 2015. 679 с.
6. Войтюк Д.Г., Барановський В.М., Булгаков В.М. та ін. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку: Підручник. Київ. Вища освіта, 2005. 464 с.
7. Данильченко М. Г., Гладич Б. Б., Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г. Експертно-аналітична оцінка технологічних і економічних показників сільськогосподарської техніки: Навчально-методичний посібник для студентів економічних спеціальностей. Тернопіль: Економічна думка, 2001. 61 с.
8. Довбуш А.Д., Хомик Н.І., Довбуш Т.А., Рубінець Н.А. Опір матеріалів: навчально-методичний посібник до виконання курсової роботи. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2015. 128с.
9. Довідник з машиновикористання в землеробстві / за ред. В.І. Пастухова. Харків: Веста. 2001. 347 с.
10. Довідник з механізації садівництва / за ред. М.О. Демидко. Київ: Урожай, 2008. 216 с.
11. Довідник конструктора-машинобудівника (комплект з 3 книг). URL: https://balka-book.com/ua/spravochniki_po_mashinostroeniyu-286/spravochnik_konstruktora_mashinostroitelya_komplekt_iz_3_knig-4411 (дата звернення: 20.01.2024).
12. Закон України “Про охорону праці”. URL: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/2694-12>. (Дата звернення 10.03.2023).

- 13.Марченко В.В. Механізація технологічних процесів у рослинництві: Навчальний посібник. Київ: Кондор. 2007. 334 с.
- 14.Механізація виробництва плодів і ягід / за ред. П.Т. Бабія. Київ: Урожай, 2008. 160 с.
- 15.Механізація робіт у садівництві та виноградарстві. Електронний ресурс: URL: https://evgivanov.github.io/expl_html_book/book/part3/tema3-13.html (дата звернення: 10.03.2024)
- 16.Павловський М.А. Теоретична механіка: Підручник. -2-ге вид., стереотип. Київ. Техніка, 2004. 512 с: іл.
- 17.Писаренко Г.С., Квітка О.Л., Уманський Е.С. Опір матеріалів: Підручник. Київ: Вища школа, 2004. 655 с.
- 18.Рибарук В.Я., Ріпка І.І. Сільськогосподарські машини. Практикум з розрахунку і досліджень робочих процесів. Львів. ЛДАУ, 1998. 264 с.
- 19.Ріпка І.І., Семен Я.В., Крунич О.М., Бендера І.М., Рудь А.В. Основи механізації сільськогосподарського виробництва: Навч. посібник. Львів: ЛНАУ, 2013. 224 с.;
- 20.Семен Я.В., Чухрай В.С., Крунич О.М., Рис В.І., Буртак В.В. Методичні рекомендації для виконання дипломного проекту студентами спеціальності 208 «Агроінженерія» ОС «Бакалавр». Львів. Сполом. 2023. 72 с.
- 21.Снітинський В.В., Саницький М.А., Мазурак О.Т., Мазурак А.В. Інженерне екологія. Аспекти енергозбереження: навчальний посібник. Львів. Априорі, 2008. 221с.
- 22.Сосновська О.О., Ярошенко П.П., Іванюта М.В. Техніко-економічне обґрунтування господарських рішень у рослинництві. Навчальний посібник. Київ. Центр навчальної літератури. 2006. 384 с.
- 23.Стандарт підприємства: дипломні і курсові проекти (роботи), загальні вимоги до оформлення. Львів: ЛНАУ, 2017. 13 с.
- 24.Тимочко В.О., Городецький І.М., Березовецький А.П., Мазур І.Б. та ін. Безпека життєдіяльності та охорона праці. Навч. посібник. Львів: Сполом. 2022. 376 с.
- 25.Трактори в Україні. Електронний ресурс: URL: <https://prom.ua/ua/p1297179566-traktor-belarus-8922.html> (дата звернення: 20.02.2024)

26. Ударний струшувач плодів / Р.С. Шевчук, В.А. Рибарук, Я.Б. Ельгурт, О.А Цимбал. Інформ. листок. Львівський МТЦНТИІ, №087-91 НТД. 4 с.