

ДНПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

П о я с н ю в а л ь н а з а п и с к а

до дипломної роботи

освітнього ступеня «Магістр» на тему

**Підвищення ефективності вирощування овочів
шляхом розробки навантажувача**

Виконав: студент 2 курсу, групи МгАІ-1-24

за спеціальністю 208 «Агроінженерія»

_____ Семко Олександр Вікторович

Керівник: _____ Бойко Владислав Борисович

Рецензент: _____

Дніпро 2025

**ДНІПРОВСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРАРНО-ЕКОНОМІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**

Інженерно-технологічний факультет

Кафедра тракторів і сільськогосподарських машин

Освітній ступінь: «Магістр»

Спеціальність: 208 «Агроінженерія»

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри
тракторів і сільськогосподарських машин

(назва кафедри)

ДОЦЕНТ

(вчене звання)

Теслюк Г.В.

(підпис)

(прізвище, ініціали)

«___» _____ 2025 р.

**З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Семку Олександр Вікторовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Підвищення ефективності вирощування овочів шляхом розробки навантажувача

керівник роботи Бойко Владислав Борисович к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від

«24» жовтня 2025 року № 3182

2. Строк подання студентом роботи 9.12.2025 р.

3. Вихідні дані до роботи Науковий звіт кафедри ТСГМ за темою 0117U004545. Дані господарської діяльності підприємства, перспекти з технічними характеристиками засобів для навантажування вантажів.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Стан питання і завдання досліджень. 2. Теоретичні дослідження. 3. Експериментальні дослідження. 4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях. 5. Економічна ефективність роботи. Висновки. Список використаних джерел

5. Перелік демонстраційного матеріалу

1. Мета і задачі досліджень. Аналіз (2 аркуші, А4). 2. Теоретичні дослідження (3 аркуші, А4). 3. Експериментальні дослідження (3 аркуші, А4) 4. Охорона праці (1 аркуш, А4) 4. Економічні показники (1 аркуш, А4). 5. Висновки (1 аркуш, А4)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-5	Бойко В. Б., доцент		
нормоконтроль	Золотовська О.В., доцент		

7. Дата видачі завдання: 5.09.2025 р

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналітичний (оглядовий)	до 20.09.2025 р.	Виконано
2	Теоретичний	до 23.10.2025 р.	Виконано
3	Експериментальний	до 11.11.2025 р.	Виконано
4	Охорона праці	до 22.11.2025р.	Виконано
5	Економічний	до 26.11.2025 р.	Виконано
6	Демонстраційна частина	до 7.12.2025 р.	Виконано

Студент

(підпис)

Семко О.В.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Бойко В.Б.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Семко О.В. Підвищення ефективності вирощування овочів шляхом розробки навантажувача / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «Магістр» за спеціальністю 208 «Агроінженерія» – ДДАЕУ, Дніпро, 2025.

Кваліфікаційна робота присвячена підвищенню ефективності вирощування овочів шляхом розробки та досліджування навантажувача м'якої тари (сіток) з зібраним збіжжям.

Запропонований навантажувач дозволяє знизити відсоток ручної праці на виконанні транспортно-перевалочних робіт у овочівництві.

За проведеним аналізом засобів механізації процесу навантаження збіжжя розроблено конструкцію навантажувача м'якої тари (сіток) на базі універсального шасі Т-16М.

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження підтвердили конструктивну ефективність навантажувача.

На запроповану конструкцію навантажувача на базі самохідного шасі розроблено заходи з охорони праці.

Економічними розрахунками підтверджено підвищення ефективності вирощування овочів при використанні запропонованого навантажувача на вирощуванні овочів.

Ключові слова: навантажувач, маніпулятор, овочівництво, механізація, гідропривод

ЗМІСТ

ВСТУП	8
1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ	12
1.1 Особливості механізації навантаження овочів в м'якій тарі	12
1.2 Аналіз засобів механізації для виконання навантажувальних робіт	16
1.3 Засоби транспортування м'якої тари	20
1.4 Висновки	23
1.5 Мета і завдання досліджень	24
2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	25
2.1 Конструктивне рішення	25
2.2 Аналіз кінематики та динаміки робочого процесу навантажувача на базі самохідного шасі Т-16М	27
2.3 Теоретичне обґрунтування геометричних розмірів паралелограмного механізму навантажувача	36
2.4 Теоретичне обґрунтування параметрів кліщового захвату	42
2.5 Висновки	47
3 ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУВАЧА	48
3.1 Мета та завдання експерименту	48
3.2 Об'єкт досліджень	49
3.3 Дослідження робочої зони маніпулятора	53
3.4 Дослідження силових навантажень у паралелограмному механізмі	55
3.5 Експериментальні дослідження кліщового захвату	56
3.6 Висновки	58
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	59
4.1 Загальні вимоги безпеки при експлуатації навантажувача	59

4.2	Вимоги безпеки до конструкції навантажувача	62
4.2.1	Гідравлічна система	63
4.2.2	Електроприводи триподного маніпулятора	63
4.3	Безпека оператора під час роботи маніпулятора та захвату	64
4.4	Мікроклімат, шум, вібрації та освітлення робочої зони	64
4.5	Протипожежна безпека	65
4.6	Безпека в надзвичайних ситуаціях	66
4.7	Висновки	68
5	ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОТИ	69
5.1	Мета та вихідні передумови розрахунку	69
5.2	Розрахунок продуктивності	71
5.3	Розрахунок експлуатаційних витрат	72
5.4	Оцінка зменшення втрат продукції	73
5.5	Інтегральний економічний ефект та термін окупності	74
5.6	Висновки	76
	ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ	77
	СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	79
	ДОДАТКИ	82

ВСТУП

Актуальність роботи. Сучасне сільське господарство України перебуває на етапі активної модернізації, яка передбачає впровадження інноваційних технологій, спрямованих на підвищення продуктивності праці, зниження собівартості продукції та збереження її якості. Одним із найважливіших напрямів удосконалення є механізація та автоматизація післязбиральних процесів, зокрема навантаження, транспортування й короткострокового зберігання овочевих культур [1].

На сьогодні значна частина фермерських та середніх господарств продовжує використовувати ручну працю під час навантаження овочів, особливо тих, що фасуються у м'яку тару (сітки, мішки тощо). Це не лише підвищує трудомісткість процесу, а й негативно впливає на якість продукції через її механічні пошкодження. У результаті втрати під час збору та перевезення становлять до 10–15 % від загального врожаю, що знижує економічну ефективність виробництва [2].

Дніпропетровська область є одним із провідних регіонів України за обсягами вирощування овочевих культур – лише у 2023 році валовий збір овочів перевищив 7 млн тонн, з них близько 77 тис. тонн припадало на ріпчасту цибулю [3]. Значна частина цих обсягів виробляється в господарствах, які не мають достатнього технічного оснащення для механізації післязбиральних робіт. Саме тому розроблення ефективних машин для навантаження овочів у м'яку тару є актуальною інженерною задачею, здатною забезпечити підвищення продуктивності та зниження собівартості виробництва.

Використання універсальних фронтальних навантажувачів не завжди виправдане у польових умовах, адже їх конструкція не адаптована до особливостей роботи з м'якою тарою. Основні недоліки таких машин полягають у низькій маневровості, високих витратах часу на допоміжні переміщення та невідосконалених вантажозахоплювальних механізмах. У результаті це

призводить до перевантаження операторів, зниження продуктивності праці й нераціонального використання техніки.

В умовах дефіциту сезонних робітників і зростання заробітної плати ручна праця стає економічно не вигідною. Перехід до механізованих і автоматизованих процесів вантаження овочів дає змогу вирішити низку проблем – від зменшення фізичного навантаження на працівників до підвищення стабільності та рівномірності технологічного процесу. Крім того, автоматизовані навантажувальні пристрої сприяють збереженню якості продукції, оскільки мінімізують удари, стискання й інші пошкодження овочів, що мають місце під час ручного укладання.

Розроблення навантажувача м'якої тари з овочами також має важливе екологічне значення. Оптимізація технологічного процесу дає змогу скоротити кількість непотрібних транспортних переміщень і витрат пального, що знижує викиди в атмосферу та підвищує енергоефективність господарств.

Отже, актуальність роботи полягає у необхідності створення спеціалізованого навантажувача, який би забезпечував комплексну механізацію процесу завантаження овочів у м'яку тару з урахуванням польових умов, ергономіки, енергозбереження та дбайливого ставлення до продукції. Реалізація такого технічного рішення сприятиме розвитку технологічної бази овочівництва, підвищенню конкурентоспроможності аграрних підприємств і впровадженню сучасних стандартів точного землеробства в Україні.

Мета роботи – підвищення ефективності вирощування овочів шляхом розробки навантажувача м'якої тари (сіток) із збіжжям

Завдання кваліфікаційної роботи. Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно:

- провести аналіз сучасних технологічних процесів збирання та вантажопереробки овочів у м'якій тарі.
- визначити недоліки існуючих навантажувальних механізмів і обґрунтувати вимоги до нового пристрою.

- розробити конструкцію навантажувача м'якої тари з урахуванням особливостей польових умов.
- виконати кінематичний і силовий розрахунок основних елементів конструкції.
- розробити принципову схему роботи навантажувача та систему керування ним.
- оцінити ефективність запропонованого рішення в умовах практичного використання.

Об'єкт дослідження.

Процес механізованого навантаження овочевої продукції, упакованої в м'яку тару (сітки), у транспортні засоби в умовах польового виробництва.

Предмет дослідження.

Конструктивні та технологічні параметри навантажувача м'якої тари, що впливають на ефективність процесу перевантаження овочів.

Наукова новизна досліджень:

- наукова новизна роботи полягає у розробленні та технічному обґрунтуванні конструкції спеціалізованого навантажувача м'якої тари для овочевої продукції, який поєднує технологічні операції захоплення, підйому та завантаження сіток у транспортний засіб.
- запропонована конструкція передбачає застосування удосконаленого вантажозахоплювального пристрою, що забезпечує безтравматичне поводження з продукцією та підвищує продуктивність процесу на 20–30 % порівняно з традиційними методами ручного навантаження.

Практичне значення кваліфікаційної роботи.

- отримані результати можуть бути використані для проектування нових та модернізації наявних механізмів для вантажопереробки овочевої продукції.

- - розроблений навантажувач здатний суттєво скоротити потребу в ручній праці, знизити енерговитрати й підвищити якість продукції за рахунок зменшення механічних пошкоджень овочів під час навантаження.
- - впровадження розробленого пристрою у виробничих умовах сприятиме підвищенню рентабельності господарств і розвитку технічного забезпечення овочівництва.

Апробація. Семко О.В. Підвищення ефективності вирощування овочів шляхом розробки навантажувача. Інжиніринг технологій і технічних систем агропромислового комплексу. Збірник тез IV Всеукраїнської науково-практичної конференції молодих вчених (21 листопада 2025 р.). Частина 1. Інжиніринг технічних систем агропромислового виробництва. Дніпро. ДДАЕУ, 2025.

1 СТАН ПИТАННЯ І ЗАВДАННЯ ДОСЛІДЖЕНЬ

В аграрному виробництві вантажно-розвантажувальні операції здійснюються в широкому діапазоні умов – від відкритих майданчиків до виробничих приміщень. Значну частину таких робіт виконують безпосередньо в полі під час збирання врожаю.

Це зумовлює необхідність спеціальної організації транспортно-технологічних процесів і підвищених вимог до конструкцій машин, що залучаються до вантажопереробки.

Робочі параметри навантажувальної техніки визначаються типами сільськогосподарських машин, з якими вона функціонує у комплексі, видами транспортних засобів і особливостями культур, що обробляються [4].

У сучасному аграрному секторі використовується широкий спектр фронтальних навантажувачів, однак їхня ефективність під час польового збирання плодоовочевої продукції залишається невисокою. Це пов'язано з великими втратами часу на допоміжні пересування та маневрування, а також із конструктивними недоліками вантажозахоплювальних механізмів і нераціональними прийомами роботи з вантажем.

1.1 Особливості механізації навантаження овочів в м'якій тарі

Збирання врожаю є одним із найвідповідальніших етапів технологічного процесу, адже саме своєчасне виконання робіт забезпечує отримання продукції високої якості.

У Дніпропетровській області значну частку овочів становить ріпчаста цибуля – одна з найпопулярніших і найбільш споживаних культур. Цибулини досягають стиглості у фазі повного вилягання листя, коли в них накопичується максимальна кількість поживних речовин. Занадто раннє збирання призводить до зниження їхнього вмісту, тоді як запізнiле – до проростання коренів і втрати

смакових якостей, а також до погіршення лежкості. Тому цибулю необхідно збирати в оптимальні строки – після повного вилягання листя, протягом короткого проміжку часу.

Збирання овочів може здійснюватися як вручну, так і механізовано. При ручному способі витрати праці надзвичайно великі, що суттєво впливає на собівартість продукції: на окремі операції (збирання, догляд, післязбиральна обробка) припадає до 65–73% усіх трудовитрат, які в середньому становлять понад 400 люд.-год/га [5].

Попри це, ручний спосіб досі залишається поширеним у дрібних господарствах (5-10 га), оскільки не потребує складної техніки. Водночас він має суттєві недоліки – низьку продуктивність, високі витрати праці та втрати врожаю. Через це галузь потребує переходу до механізованих та автоматизованих способів збирання овочів у м'якій тарі, що дозволить знизити трудомісткість, підвищити продуктивність і зменшити втрати.

Ситуацію ускладнює й нестача сезонних робітників, що пов'язано з війною, що триває вже четвертий рік. В залежності від регіону України практикуються різні способи збирання овочів. Так в Дніпропетровській області процес збирання ріпчастої цибулі відбувається за такою послідовністю: спочатку виконуємо викопування після чого триває підсушування плодів безпосередньо на полі. На наступному етапі виконується фасування в сітки (м'яку тару) з послідуочим завантаженням та транспортуванням засобами перевезення врожаю до місць зберігання чи реалізації. Практично на сьогоднішній час заповнення сіток цибулею та погрузка на засоби її перевезення виконується вручну, що знижує ефективність вирощування даної культури. На рисунку 1.1 наведено процес збирання цибулі з використанням ручної праці та механізовано з використанням комбайнів та навантажувачів [3, 6].



а



б



в

Рисунок 1.1 – Збирання цибулі-ріпки:

а – збирання з використанням ручної праці; *б* – навантаження м'якої тари з цибулею; *в* – механізоване збирання за допомогою комбайнів

Ручне складання овочів у сітки – це одноманітна, виснажлива та трудомістка операція, що потребує значної кількості робочої сили. Саме тому важливо впроваджувати механізацію та автоматизацію процесів навантаження овочів у м'яку тару.

Щороку обсяг вантажопереробки в овочівництві невідмінно зростає. В Дніпропетровській області вже до 2024 року виробництво овочів перевищило 10 млн. тонн, де близько 400 тис. тонн складає цибуля-ріпка при цьому тенденція продовжує зростати. До 30% усіх зайнятих у галузі працівників виконують транспортні, навантажувально-розвантажувальні та складські операції.

Розвиток механізації цих процесів дозволить істотно скоротити кількість залученої ручної праці та підвищити ефективність виробництва.

Основна мета механізації – звільнити працівників від важкої, монотонної праці. Однак проблема оснащення господарств сучасними навантажувачами та системами автоматизованого керування досі залишається актуальною.

Невирішеними залишаються питання створення спеціалізованих комплексів машин та обладнання, які забезпечували б виконання всього циклу вантажопереробки овочів у м'якій тарі – від збору до транспортування. Необхідно переходити від розробки окремих машин до створення цілісних

технологічних систем, що забезпечують комплексну механізацію й автоматизацію всього процесу.

На сучасному етапі технічного прогресу механізація та автоматизація тісно взаємопов'язані, адже автоматизовані навантажувальні машини є невід'ємною складовою технологічного розвитку.

Одним із головних напрямів підвищення рівня механізації є впровадження спеціалізованих навантажувачів, здатних виконувати кілька технологічних операцій – від захоплення мішків (сіток) із овочами до їх укладання й транспортування, а також оснащених автоматичними системами керування. Це значно покращить якість і продуктивність збирання овочів у м'якій тарі.

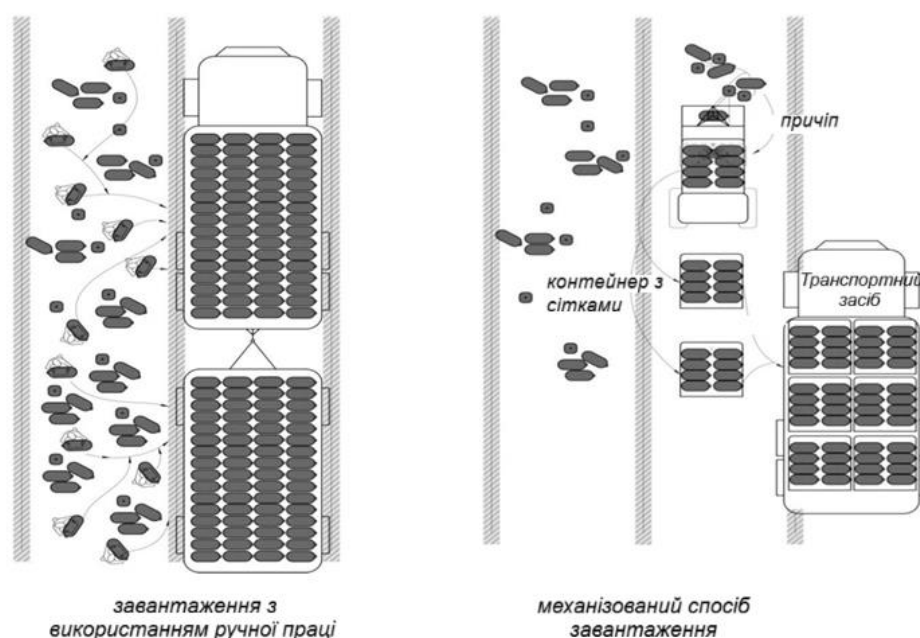


Рисунок 1.2 – Основні способи збирання овочів:

- а – ручний спосіб (навантаження здійснюється безпосередньо в транспортний засіб); б) механізований спосіб (застосування причепа - контейнера для збору та подальшого перевантаження).

Більш докладні варіанти технологічних процесів механізованої вантажопереробки овочів у м'якій тарі буде розглянуто в наступному розділі. Особливої уваги потребує обґрунтування конструкції вантажозахоплювальних

пристроїв (типу клішових захватів) для універсальних навантажувачів, які забезпечують дбайливе захоплення овочів, упакованих у сітки. Використання таких пристроїв дозволить істотно підвищити продуктивність техніки та розширити сферу її застосування.

1.2 Аналіз засобів механізації для виконання навантажувальних робіт

Ефективність післязбиральних технологічних процесів у сільському господарстві значною мірою залежить від рівня механізації вантажно-розвантажувальних операцій. Використання спеціалізованих навантажувачів забезпечує суттєве скорочення трудомісткості робіт, підвищує продуктивність праці та сприяє зниженню собівартості продукції. Однак аналіз існуючої техніки показує, що більшість моделей розроблялася для універсального застосування і не завжди повністю відповідає специфічним умовам овочівництва, особливо під час роботи з м'якою тарою, наповненою продукцією.

На сучасному етапі розвитку галузі використовується широкий спектр навантажувачів, серед яких можна виділити кілька основних груп: тракторні, фронтальні, телескопічні, електричні та навісні маніпулятори. Кожен тип має свої конструктивні особливості та сферу застосування.

Для роботи зі штучними вантажами (мішками, контейнерами, ящиками) широко застосовуються тракторні причіпні навантажувачі, такі як ПКП-2. Вони агрегуються з тракторами середнього тягового класу, мають вантажопідйомність до 2 т і характеризуються простотою конструкції та надійністю. Такі машини ефективні для роботи на відкритих майданчиках і в польових умовах, однак їхня продуктивність обмежена через невелику швидкість переміщення і ручне керування стрілою.

Фронтальні навантажувачі (наприклад, Metal Fach T241) відзначаються високою універсальністю. Вони монтуються безпосередньо на трактор (рис. 1.3) [7] і здатні виконувати широкий спектр робіт: навантаження мішків із

добривами, рулонів сіна, контейнерів з овочами тощо. Їхнім недоліком є обмежена оглядовість робочої зони та складність роботи на вузьких ділянках поля.



Рисунок 1.3 – Фронтальний навантажувач Metal Fach T241

Телескопічні навантажувачі (зразки Bobcat TL38.70 HF Agri) забезпечують найбільшу висоту підйому – до 7 м, а також високу точність і швидкість виконання операцій. Завдяки телескопічному маніпулятору (рис. 1.4) [8] оператор може здійснювати завантаження транспорту без його переміщення. Основним обмеженням залишається висока вартість техніки та потреба у досвідченому персоналі для обслуговування.



Рисунок 1.4 – Телескопічний навантажувач Bobcat TL38.70

Електронавантажувачі (NICHYU) (рис. 1.5) [9] відрізняються компактністю, маневровістю та екологічністю, тому вони широко використовуються на овочесховищах, сортувальних і фасувальних лініях. Проте їхня експлуатація на відкритих майданчиках є обмеженою через чутливість електроприводу до вологи.



Рисунок 1.5 – Електронавантажувач NICHYU 15 (Японія)

Навісні тракторні навантажувачі (DLAGRO, Т466, ПСН-1, ЗТ-1500) [10] мають перевагу у простоті конструкції та сумісності з різними моделями тракторів. Вони легко демонтуються, можуть оснащуватися кліщовими або гаковими захватами, однак мають меншу вантажопідйомність і радіус дії, ніж фронтальні або телескопічні машини.



а

Рисунок 1.6 – Навісні тракторні навантажувачі

а – DLAGRO; б – ПСН-1; в – ЗТ-1500

На особливу увагу заслуговує простий та практичний навантажувач на базі самохідного шасі Т-16М (рис. 1.7) [11], що досить поширені в невеликих приватних фермерських господарствах. Завдяки своїй універсальній базі, Т-16М може бути оснащений фронтальним або навісним навантажувачем (наприклад, для роботи з мішками, сітками або рулонами) – що робить його практичним вибором для фермерів зі змінною номенклатурою вантажів.

У невеликих господарствах, де не виправдано тримати великий навантажувач, Т-16М може виконувати навантаження, транспортування, пересування по території господарства, що значно підвищує ефективність господарювання.



Рисунок 1.7 – Навантажувач на базі самохідного шасі Т-16М

Вантажозахоплювальні пристрої та їх особливості. Однією з ключових частин будь-якого навантажувача є вантажозахоплювальний механізм [12]. У сільському господарстві найбільш поширеними є *кلیщові захвати* (рис. 1.8), які забезпечують дбайливе та надійне утримання вантажу різної форми – рулонів, тюків. За принципом дії вони поділяються на самоустановлювальні (захоплення

за рахунок сили тертя при стисканні) та керовані, які працюють від гідравлічного, пневматичного або електричного приводу.



Рисунок 1.8 – Захват кліщового типу

а – для рулонів круглої форми б – для тюків прямокутної форми

Для роботи з овочами у м'якій тарі до захоплювальних пристроїв висуваються підвищені вимоги: вони повинні мінімізувати тиск на продукт, запобігати його травмуванню та забезпечувати точність позиціонування під час навантаження. У цьому контексті актуальним є створення спеціалізованих адаптерів до універсальних навантажувачів, здатних працювати із сітчастими мішками, не порушуючи їх структури.

1.3 Засоби транспортування м'якої тари

Процес транспортування овочевої продукції є завершальним етапом технологічного ланцюга від збирання врожаю до його реалізації або зберігання. Рациональна організація перевезень суттєво впливає на збереження якості продукції, скорочення втрат і зниження витрат на логістику. Особливої уваги потребують умови транспортування овочів у м'якій тарі – сітках або мішках, які мають відносно малу міцність і вимагають дбайливого поводження.

Транспортування овочів у м'якій тарі (мішках або сітках) має низку технологічних переваг – це зменшення маси тари, полегшення завантаження, забезпечення вентиляції та запобігання перегріву продукції. Однак через

гнучкість і недостатню жорсткість тари необхідно дотримуватися певних правил складування та перевезення.

Основними вимогами до транспортування є:

- підтримання оптимальної вологості в межах 60–80%, щоб уникнути висихання або загнивання овочів;
- забезпечення температурного режиму (від +2 °С до +10 °С залежно від культури);
- захист від прямих сонячних променів під час перевезення на відкритих платформах;
- чистота тари й транспортних засобів, щоб запобігти зараженню грибковими або бактеріальними хворобами.

Для перевезення ріпчастої цибулі, буряка, моркви та капусти найчастіше використовують сітчасті мішки місткістю 20–40 кг. Такі мішки виготовляються з поліпропіленової нитки, що забезпечує достатню вентиляцію, міцність і можливість багаторазового використання.

Важливим аспектом є сумісність тари та транспортних засобів. Для забезпечення стійкості мішки розміщують у контейнерах або закріплюють спеціальними стрічками.

Під час транспортування овочів необхідно враховувати не лише тип тари, але й стан дороги, відстань перевезення та погодні умови. У полі частіше застосовують тракторні причеми з підсиленою підвіскою, які мають підвищену прохідність. Для міжфермерських або міжрайонних перевезень використовують вантажні автомобілі із закритими кузовами, що забезпечують стабільність температури й захист продукції від опадів.

При завантаженні сіток із цибулею чи іншими овочами потрібно уникати надмірного стискання, яке призводить до деформації плодів і втрати товарного вигляду. Оптимальна висота укладання мішків – не більше 1,5 м у транспорті без фіксації або до 2 м за наявності розділових перегородок.

Додатково враховуються енергетичні показники транспорту. Застосування великовантажних причепів дозволяє скоротити кількість рейсів і знизити витрати пального на 15–25 % у порівнянні з малогабаритними засобами. У перспективі все більшого поширення набувають модульні транспортні системи, де кузов-контейнер можна знімати з базового шасі й використовувати як складський модуль.

У сучасному овочівництві для транспортування продукції з поля до складу застосовують різноманітні причепа, напівпричепа, контейнери та змінні кузова. Вибір транспортного засобу залежить від виду продукції, обсягу перевезення, відстані та стану ґрунту. Основною вимогою є забезпечення безперевантажувального руху – тобто можливості доставити овочі з поля до пункту зберігання без зайвих операцій розвантаження та пересипання, які призводять до механічних пошкоджень плодів.

Одним із найпоширеніших засобів перевезення овочевої продукції є причіп ПТ-7 (рис. 1.9), який застосовується в господарствах різного масштабу. Його вантажопідйомність становить до 14 тонн, а власна маса – близько 4 тонн, що забезпечує ефективне використання енергетичних засобів класу 1,4–2,0 тс. Конструкція платформи дозволяє перевозити овочеві контейнери, тюки сіна або соломи, а також мішки-сітки, укладені у кілька шарів.

Причіп обладнаний похилим майданчиком із захисними бортами, що полегшує навантаження за допомогою фронтальних або телескопічних навантажувачів. У більш сучасних модифікаціях передбачена можливість встановлення гідравлічного механізму перекидання кузова, який скорочує час розвантаження. Завдяки простій конструкції та високій ремонтпридатності причіп ПТ-7 широко використовується в умовах середніх і великих фермерських господарств.

Також в овочівництві використовуються причепа вітчизняного виробництва моделі ПТС-4, ПТС-6, ПТС-9, ПТС-12 – універсальні причепа (Техноторг, Оріхівсільмаш, ХТЗ-Агро) вантажопідйомністю 4–12 т [13].

Перевагами їх є : висока ремонтпридатність, сумісність із тракторами класу 1,4–3,0.



Рисунок 1.9 – Причіп ПТ-7

Із закордонних виробників [14] найбільше поширення отримали причепи: Pronar T680, T700, T653/2 (Польща) вантажопідйомність: 8–14 т.

Fliegl DK та ASW (Німеччина) вантажопідйомність: 10–30 т.

Joskin Trans-CAP та Trans-SPACE (Бельгія) – багатофункціональні причепи із пневматичною підвіскою вантажопідйомність: 10–24 т.

Таким чином, раціональний вибір засобів транспортування м'якої тари є важливою умовою збереження якості овочевої продукції. Використання сучасних причепів і контейнерних систем, таких як ПТ7-0000010, дозволяє мінімізувати ручну працю, скоротити час логістичних операцій і забезпечити дбайливе перевезення овочів.

1.4 Висновки

Проведений огляд показав, що існуючі засоби механізації переважно орієнтовані на універсальні операції з крупногабаритними вантажами. Більшість

сучасних моделей не мають конструктивних рішень, адаптованих до роботи з овочами в м'якій тарі. Основними проблемами залишаються:

- недостатня точність захоплення сіток і мішків;
- обмежена маневровість у польових умовах;
- надмірне навантаження на продукцію під час стискання;
- відсутність автоматизації процесів позиціонування та керування.

Отже, подальші розробки повинні бути спрямовані на створення спеціалізованого навантажувача для м'якої тари, який би поєднував простоту конструкції, енергоефективність і дбайливе поводження з овочевою продукцією. Це дозволить забезпечити комплексну механізацію навантажувальних процесів та підвищити ефективність овочівництва в умовах сучасного аграрного виробництва.

1.5 Мета і завдання досліджень

Мета роботи підвищення ефективності вирощування овочів шляхом розробки навантажувача м'якої тари (сіток) із збіжжям

Завдання кваліфікаційної роботи. Для досягнення поставленої мети в роботі необхідно:

- провести аналіз сучасних технологічних процесів збирання та вантажопереробки овочів у м'якій тарі.
- розробити конструкцію навантажувача м'якої тари з урахуванням особливостей польових умов.
- виконати кінематичний і силовий розрахунок основних елементів конструкції.
- розробити принципову схему роботи навантажувача та систему керування ним.
- оцінити ефективність запропонованого рішення в умовах практичного використання.

2 ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1 Конструктивне рішення

Ураховуючи проведений раніше аналіз існуючих технічних засобів механізації процесу навантаження, можна стверджувати, що стандартні фронтальні або телескопічні навантажувачі мають значні конструктивні обмеження щодо роботи з м'якою тарою. Насамперед це стосується точності позиціонування, плавності обертальних рухів, захисту продукції від надлишкового стискання та можливого перекручування мішків під час підйому. Саме ці недоліки враховані при проектуванні навантажувача на базі самохідного шасі Т-16М (рис. 2.1), що дозволяє поєднати простоту конструкції зі спеціалізацією під овочівницькі технологічні процеси.



Рисунок 2.1 – Загальний вигляд навантажувача на базі самохідного шасі Т-16М:

- 1 – паралелограмний механізм; 2 – основа кріплення маніпулятора;
3 - виконавчі механізми (актуатори) трипода; 4 – шарнірний з'єднувач;
5 – платформа з сервоприводом; 6 – захват кліщового типу; 7 – гідроциліндр захвату; 8 – самохідне шасі; 9 – гідроциліндр паралелограмного механізму

На рамі самохідного шасі 8 закріплено просторовий паралелограмний механізм 1 та трипод 3, який виконує роль несучої та стабілізуючої системи. Його головною функцією є забезпечення постійного горизонтального положення кліщового захвату 6 незалежно від кута повороту або нахилу стріли. Геометрична симетрія механізму та рівність довжин його основних ланок дозволяють захвату залишатися паралельною поверхні ґрунту під час переміщення. Це є важливим для точного та безпечного керування вантажозахоплювальним обладнанням.

Кріплення маніпулятора трипода виконано до основи 2, яка є опорною рамою для всієї системи керування захватом. Її конструкція сприймає навантаження від трипода та передає їх на паралелограмний механізм і на раму шасі.

До цієї основи приєднано маніпулятор-трипод 3 – просторову кінематичну систему, що за формою нагадує трикутну піраміду з трьома керованими тяговими виконавчими механізмами (актуаторами). Кожний циліндр трипода керує окремою опорною ланкою піраміди, що дозволяє змінювати положення захвата у просторі.

На вихідному вузлі трипода встановлено шарнірний з'єднувач 4 – універсальний шарнір, який забезпечує вільне кутове відхилення захвату у будь-якій площині. Це підвищує точність роботи механізму в умовах нерівного або хаотичного розташування м'якої тари на полі.

До цього шарніра підвішений клещовий захват 5, який є самоустановлювальним. Під дією сили тяжіння та власної маси він автоматично займає вертикальне положення, незалежно від того, під яким кутом зміщений маніпулятор. Виконавчий механізм захвату гідроциліндр 7 забезпечує зміну положення клешнів захвату та надійне утримання м'якої тари (мішки-сітки) з овочами. Поворот кліщового захвату здійснюється сервомеханізмом платформи

5, що дозволяє здійснювати чітке позиціонування клешнів при захваті мішків незалежно від положення шасі.

Координатний принцип роботи маніпулятора-трипода. Керування маніпулятором-триподом 3 здійснюється зміною довжини трьох електроциліндрів, що входять до його системи. Залежно від того, який із них подовжується або вкорочується, утворюється переміщення вихідного вузла платформи із шарнірним з'єднувачем у трьох просторових напрямках:

1. Координата X – поперечний рух

Зміна довжини двох бокових виконавчих механізмів трипода зміщує вихідну платформу 5 вліво або вправо відносно осі машини. Це дозволяє розташовувати захват над будь-якою точкою ширини кузова.

2. Координата Y – поздовжній рух

Синхронна робота двох циліндрів трипода дає змогу переміщувати захват вперед або назад відносно шасі. Завдяки цьому оператор може подавати захват до мішків на землі, не змінюючи положення техніки.

3. Координата Z – вертикальне переміщення

Одночасне подовження або вкорочення всіх трьох тяг підіймає або опускає захват у вертикальному напрямку. Це забезпечує можливість акуратно виймати мішки з ряду та контролювати висоту укладання у кузов.

2.2 Аналіз кінематики та динаміки робочого процесу навантажувача на базі самохідного шасі Т-16М

Робочий процес навантажувача м'якої тари, встановленого на самохідному шасі Т-16М [15], є багатофакторним механічним явищем, у якому одночасно проявляються кінематичні взаємозв'язки між ланками маніпулятора, силові впливи від маси вантажу та динамічні навантаження, що виникають у процесі підйому, переміщення і укладання сіток з овочами. Особливість даного процесу полягає у тому, що навантажувач працює безпосередньо у польових умовах, на

нерівній поверхні, де від оператора та конструкції вимагається висока плавність руху, стійкість та мінімальний вплив на структуру овочевої продукції.

Конструкція навантажувача складається з трьох основних кінематичних підсистем:

1. Основна стріла, шарнірно з'єднана з рамою та піднята гідروциліндром підйому.
2. Додаткова (коригувальна) ланка трипод, яка задає точну траєкторію підведення захвата до мішка.
3. Вантажозахоплювальний орган кліщового типу, що має власні ступені свободи та керується окремим гідроциліндром.

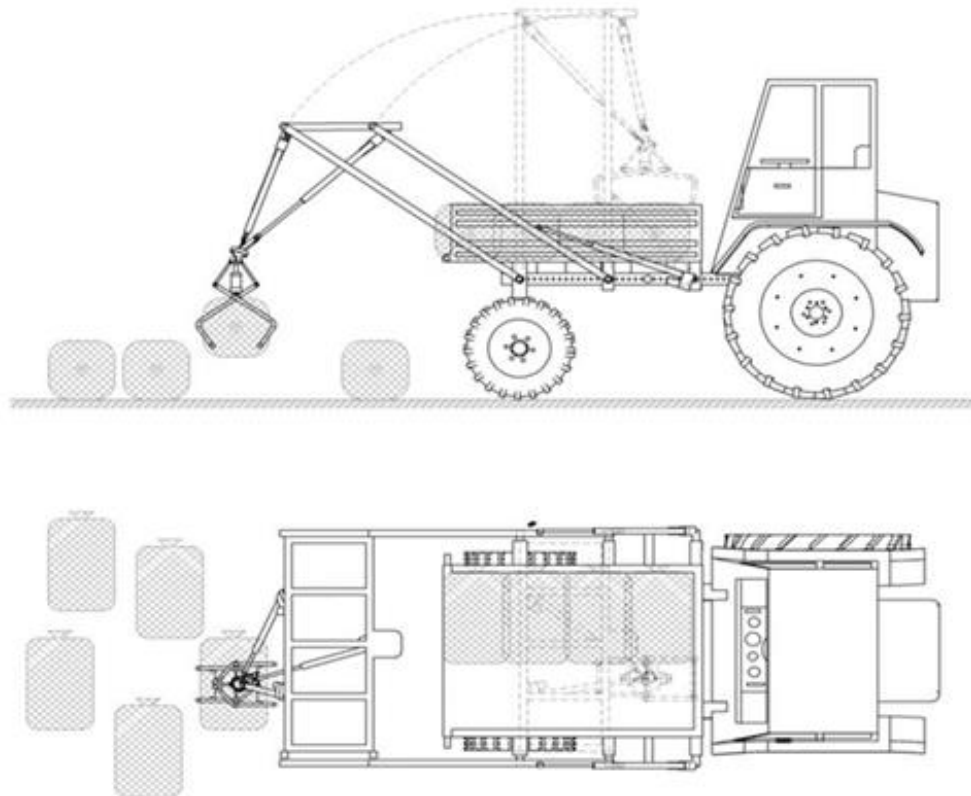


Рисунок 2.2 – Схема роботи навантажувача на базі самохідного шасі

Аналізуючи зображення (рис.2.2) система має чотири керовані ступені вільності, що дозволяє виконувати тривимірне позиціонування вантажу:

вертикальний рух, горизонтальне наближення, обертання навколо вертикальної осі, орієнтація захвата.

Таке компоновання забезпечує можливість працювати в обмеженому просторі між сітками та кузовом, а також дозволяє уникати механічних ударів продукції об борти транспортного засобу.

Процес захоплення та перенесення сітки з овочами реалізується за типовою траєкторією, яка складається з трьох фаз:

1. Наближення захвата до мішка на землі Стріла опускається у нижнє положення, а її кут нахилу регулюється таким чином, щоб забезпечити паралельність руху клешнів захвату відносно поверхні поля. Це мінімізує ризик пошкодження сітки та її часткового висипання.
2. Підйом вантажу Після захоплення сітки стріла працює як важіль першого роду. Маса вантажу (25–40 кг) створює момент на шарнірі, який компенсується силою гідроциліндра. Призначенням оптимальної кінематики є мінімізація коливань, які виникають через нерівності ґрунту.
3. Переміщення і укладання у кузов На основі кінематичних обмежень конструкції формується дугоподібна траєкторія (рис. 2.2).

Такий рух забезпечує безпечне занесення вантажу у кузов без необхідності додаткових маневрів шасі.

Плавність траєкторії має вирішальне значення, оскільки овочі в м'якій тарі чутливі до ударних навантажень. Тому оптимізація кінематики стріли передбачає зменшення різких прискорень і забезпечення майже рівномірного руху на всій довжині циклу.

Динамічні характеристики робочого процесу. У динамічному аспекті навантажувач працює як система з розподіленими масами, де на кожен ланку діють: вага власної конструкції, вага вантажу, сили інерції, реакції опор і шарнірів, гідравлічні силові впливи.

Особливо важливим є вплив нерівностей ґрунту, характерних для польових умов. Під час руху шасі відбувається періодичне коливання рами, яке

передається на стрілу та на вантажозахоплювач. У момент підйому або перенесення мішка це може спричинити: коливання вантажу у вертикальній площині, збільшення динамічного навантаження на шток гідроциліндра, зростання моментів на шарнірах, ризик розгойдування сітки.

У зв'язку з цим конструкція навантажувача передбачає обмеження швидкості підйому. Динамічна схема враховує, що сила інерції при підйомі пропорційна прискоренню, тому рекомендовано підтримувати плавний режим руху, який реалізується дроселюванням потоку гідрорідини.

Розподіл сил і моментів у механізмі стріли

При роботі навантажувача на стрілу та її шарніри діють сила ваги сітки з овочами G , сила від власної маси ланок G_s , сила від гідроциліндра F_h , момент від вантажу на шарніри M_b , динамічні моменти M_d [16].

Момент від вантажу на шарнірі визначається як:

$$M_b = G \cdot l, \text{ Нм} \quad (2.1)$$

де l – горизонтальне плече від точки шарніра до центру мас сітки, м.

Оскільки положення вантажу змінюється в процесі руху, момент M_b також змінюється. Це створює змінне навантаження на гідроциліндр підйому.

Окрім статичних впливів, присутні динамічні моменти, пов'язані з розгоном і гальмуванням стріли:

$$M_d = m \cdot a \cdot l, \text{ Нм} \quad (2.2)$$

де m – маса сітки, кг;

a – прискорення, кг

Під час укладання мішка у кузов система працює у режимі понижених навантажень, проте особлива увага приділяється моменту торкання мішка об дно або борт транспортного засобу. Надмірне прискорення у цей момент призводить до деформації продукту, тому бажано, щоб швидкість стріли була мінімальною в кінці робочого циклу.

Виконаємо теоретичні дослідження кінематики механізму навантажувача для цього приведемо схему кінематичних зв'язків елементів навантажувача з шасі (рис. 2.3).

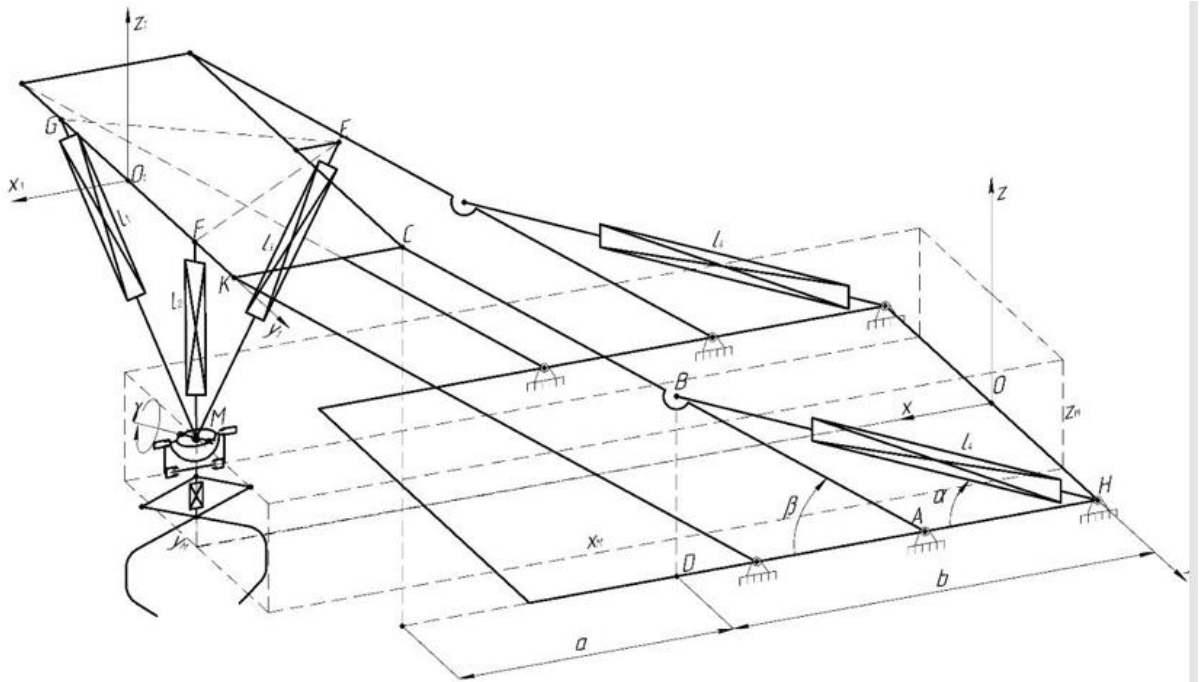


Рисунок 2.3 – Розрахункова кінематична схема навантажувача

Робоча зона маніпулятора є ключовим параметром, що визначає функціональні можливості вантажно-транспортної машини, її ефективність та безпеку виконання операцій із захоплення та укладання мішків з продукцією. Для навантажувача на базі Т-16М, оснащеного триподним маніпулятором паралельно-послідовної структури, питання точного визначення геометричних меж робочої області має особливо важливе значення, оскільки конструкція повинна забезпечувати повне покриття площини кузова та можливість виносу захвата за його передню крайку без зміни положення шасі.

Для побудови робочої зони необхідно задати набір вихідних параметрів:

l_1, l_2, l_3 – змінні довжини трьох приводних ланок трипода;

G, F, C – координати точок кріплення ланок у базовій системі $OXYZ$;

α – кут нахилу гідроциліндра паралелограмного механізму;

β – кут нахилу паралелограмного механізму відносно шасі;

γ – кут повороту захвата навколо вертикальної осі;

Δl – крок зміни довжин ланок у ітераційному циклі.

На відміну від класичних схем, у нашому механізмі додатковою координатою є кутова орієнтація захвата γ , яка може змінюватися в діапазоні $\pm 45^\circ$, що розширює функціональну робочу область маніпулятора.

Теоретичні дослідження робочої зони є складною просторовою задачею [16], що включає кінематичний аналіз ланок механізму, визначення обмежень системи приводів, а також математичне моделювання положення робочої точки у тривимірних координатах.

Робоча зона маніпулятора (рис. 2.3) визначається множиною всіх положень точки М, що є вихідним робочим органом трипода (універсальний шарнір із захватом). Залежно від конструкції, у просторі можуть існувати області, які кінематично недосяжні або можуть бути досягнуті лише з порушенням орієнтації робочого органа.

У триподного маніпулятора точка М переміщується за рахунок зміни довжин трьох керуючих ланок l_1, l_2, l_3 . Кожна зміна довжини відповідає переміщенню шарнірів на основі трикутника (позицій G, F, C), жорстко закріплених на рамі навантажувача. Ці три опорні точки утворюють площину, відносно якої формується просторове переміщення робочого органа.

Для визначення координат точки М в просторі використовується система рівнянь, що описує кінематичний зв'язок між трьома змінними довжин ланок та положенням кінцевої точки у просторі [17]. Зазвичай опорними є такі принципи:

1. Кожна ланка маніпулятора має фіксовану точку кріплення на рамі.
2. Робоча точка М знаходиться у місці перетину всіх трьох сфер радіусом l_1, l_2, l_3 координати точки М визначаються методом перетину сфер та перетворень координат між рухомою та нерухомою системами.

Таким чином, робоча зона є результатом перебору всіх допустимих поєднань довжин $l_1 \dots l_3$ у заданих межах, що перетворюється в множину точок у просторі.

Геометрична модель трипода. Опорні точки G, F та C утворюють рівносторонній трикутник або трикутник довільної форми (при необхідності покращення кінематичної адаптованості маніпулятора до кузова шасі). Їх просторове розташування задається у нерухомій системі координат OXYZ.

Положення точки M визначається системою рівнянь виду [18]:

$$\begin{cases} X_{1M}^2 + Y_{1M}^2 + (Z_{1M} + Z_G)^2 = l_1^2 \\ (X_{1M} + Y_F)^2 + Y_{1M}^2 + Z_{1M}^2 = l_2^2 \\ (X_{1M} + Y_C)^2 + Y_{1M}^2 + Z_{1M}^2 = l_3^2 \end{cases} \quad (2.3)$$

Ці три рівняння описують пересічення сфер радіусами l_1, l_2, l_3 відповідно.

Розв'язання системи дозволяє знайти координати точки M у тривимірному просторі.

Оскільки аналітичний розв'язок є громіздким, застосовують послідовне обчислення у три етапи використовуючи чисельне моделювання та програму MATLAB з пакетом Robotics System Toolbox:

1. Визначення проєкції точки M на площину XY.
2. Обчислення координати Z через умову рівності радіусів.
3. Перевірка фізичної доцільності отриманої точки (точка може бути відкинута, якщо маніпулятор має обмеження по кутах повороту чи геометричні перешкоди).

Після спрощення отримаємо аналітичний вираз для координат точки M у рухомій системі:

$$X_{1M} = f_1(l_1, l_2, l_3), \quad Y_{1M} = f_2(l_1, l_2, l_3), \quad Z_{1M} = f_3(l_1, l_2, l_3) \quad (2.4)$$

Для забезпечення універсальності алгоритму використовують дві системи координат:

1. Нерухома система OXYZ, пов'язана з рамою шасі.

2. Рухома система $O_1X_1Y_1Z_1$, пов'язана з основою паралелограмного механізму.

Перехід між системами здійснюється через матрицю спрямовуючих косинусів [19]:

$$\begin{bmatrix} X_M \\ Y_M \\ Z_M \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\varphi & \sin\varphi \\ 0 & -\sin\varphi & \cos\varphi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{1M} \\ Y_{1M} \\ Z_{1M} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} X_0 \\ Y_0 \\ Z_0 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

де: X_0, Y_0, Z_0 – зміщення систем.

Паралелограмний механізм забезпечує нульову зміну кута нахилу платформи, тому матриця часто спрощується до повороту навколо однієї осі.

Рівняння визначення положення точки M матиме вигляд

$$\begin{cases} X_M = \frac{A - Y_F^2 + X_G^2}{2X_G} + AC \cdot \left(\frac{l_1^2 - AH^2 - AB^2}{2 \cdot AH \cdot AB} \right) + AH + CK \\ Y_M = \frac{l_3^2 - l_2^2}{4 Y_F} \\ Z_M = - \left[l_1^2 - \frac{(l_3^2 - l_2^2)}{16 \cdot Y_F^2} - \frac{(A - Y_F^2 - Y_G^2)^2}{4 \cdot X_G^2} \right]^{\frac{1}{2}} + AC \cdot \left[1 - \left(\frac{l_1^2 - AH^2 - AB^2}{2 \cdot AH \cdot AB} \right)^2 \right] \end{cases} \quad (2.6)$$

де значення величини A визначимо за рівнянням:

$$A = -l_1^2 + 0,5 \cdot l_2^2 + 0,5 \cdot l_3^2 \quad (2.7)$$

Для теоретичних досліджень робочої зони приймемо значення параметрів $AB=r$, $AH=h$, $AC=L$ та відповідно координатами кріплення елементів навантажувача до рами шасі l_1, l_2, l_3 . Для виконання розрахунків скористаємося програмним пакетом MATLAB для побудов робочої зони за наступним алгоритмом що складається з наступних кроків:

Першим кроком являється формування діапазонів довжин l_1, l_2, l_3

Кожен привід має свій робочий хід:

$$l_i \in [l_{i,min} ; l_{i,max}] \quad (2.8)$$

Крок дискретизації впливає на деталізацію моделі.

Другим кроком здійснюється перебір усіх комбінацій довжин привода

Задача є тривимірною, тому загальна кількість комбінацій:

$$N = N_{l1} \cdot N_{l2} \cdot N_{l3}. \quad (2.9)$$

Для точності моделювання використовуємо від 100–300 позицій для кожної ланки.

На третьому кроці здійснюємо розв'язання системи кінематичних рівнянь

Для кожної трійки значень l_1, l_2, l_3 обчислюємо :

$$X_M(l_1, l_2, l_3), \quad Y_M(l_1, l_2, l_3), \quad Z_M(l_1, l_2, l_3) \quad (2.10)$$

Використовуючи чисельне моделювання (Newton-Raphson, градієнтний пошук) прискорюється швидкість розрахунків та математичне моделювання.

І на останньому четвертому кроці виконуємо відкидання недопустимих точок: самоперетини ланок, надто малий/великий кут шарніра, контакт з бортами кузова, перевищення максимально допустимого зусилля привода, недопустима орієнтація захвата (якщо він неповоротний). За рахунок повороту захвату останній пункт усунуто, що підвищує ефективну робочу зону на 15–25 %.

За результатами чисельного моделювання [20] отримано 3D візуалізацію множини точок представлену на рисунку 2.4. Отже результат чисельного моделювання це хмара точок, що відображає фактичну геометрію робочої області. Точка М може бути переміщена в межах: X – від –930 мм до +3070 мм; Y – від –694 до +694 мм; Z – від 0 до 2290 мм, що підтверджує повне перекриття площини кузова.



Рисунок 2.4 – 3D візуалізація множини точок робочої зони навантажувача

Отже запропоноване конструктивне рішення навантажувача з кліщовим поворотним захватом дозволяє охопити область, яка раніше була недосяжною через орієнтацію, захват може компенсувати відхилення осі мішка до $\pm 45^\circ$.

2.3 Теоретичне обґрунтування геометричних розмірів паралелограмного механізму навантажувача

Паралелограмний механізм навантажувача виконує функції стабілізації робочої платформи та передачі руху від виконавчих гідроциліндрів до стріли. Його геометрія визначає: діапазон кутів повороту стріли, максимальну та мінімальну висоту підйому, плавність руху, навантаження на гідроциліндри, відсутність «мертвих зон» під час роботи маніпулятора. Тому правильний вибір параметрів ланок паралелограмного механізму є фундаментальним для забезпечення необхідної зони обслуговування та надійності роботи всього навантажувача.

Для навантажувача на базі самохідного шасі Т-16М постають такі вимоги:

1. Платформа повинна зберігати горизонтальність у всьому діапазоні руху стріли.

2. Кут повороту стріли має бути достатнім для: забирання мішків на землі, їх подання в кузов, складання вантажу в кілька шарів.
3. Приводи повинні мати мінімальний хід, що зменшує їхню вартість і підвищує надійність.
4. Ланки механізму повинні бути компактними, щоб не виходити за габарити шасі.
5. Необхідно забезпечити зниження максимальної сили в штоку гідроциліндра, щоб уникнути перевантаження у крайніх положеннях.

Для визначення раціональних розмірів паралелограмного механізму використовується розрахункова схема (рис. 2.5), адаптована до конструкції навантажувача [21].

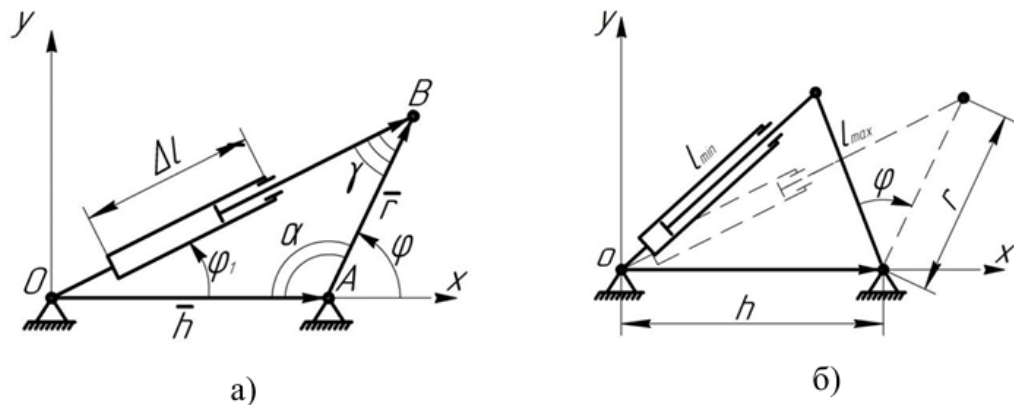


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема адаптована до конструкції навантажувача:

а – за максимального витіснення штока з гідроциліндра; б – максимальне втягнення штока в гідроциліндр

де $AB = r$ – радіус кривошипа, м;

$AO = h$ – міжосьова відстань, м;

$OB = l$ – поточна довжина гідроциліндра;

φ – кут повороту стріли, град;

$l_{min} \leq l \leq l_{max}$ – діапазон ходу привода, м.

За трикутником ОАВ отримаємо векторне рівняння залежності довжини значення довжини l^{\rightarrow} від радіуса кривошипа r та міжосьової відстані h :

$$h^{\rightarrow} + r^{\rightarrow} = l^{\rightarrow}, \quad (2.11)$$

проекції якого подаються системою:

$$\begin{cases} h + r \cos \varphi_2 = l \cos \varphi \\ r \sin \varphi_2 = l \sin \varphi \end{cases}. \quad (2.12)$$

Розділивши друге рівняння на перше, знайдемо кут:

$$\varphi_1 = \arctan \left(\frac{r \sin \varphi}{h + r \cos \varphi} \right). \quad (2.13)$$

Підставивши це у вираз для l :

$$l = \frac{r \sin \varphi}{\sin \varphi_1}, \quad (2.14)$$

отримаємо ключове робоче рівняння:

$$l = \frac{r \sin \varphi}{\sin \left(\arctan \left(\frac{r \sin \varphi}{h + r \cos \varphi} \right) \right)} \quad (2.15)$$

Це співвідношення дозволяє встановити залежність довжини привода від кута повороту стріли.

Визначення допустимих значень параметрів r і h . Беручи до уваги кінематичні вимоги (мінімальний та максимальний кут повороту), отримуємо систему:

$$\begin{cases} l_{min}^2 = r^2 + h^2 - 2 r h \cos(\pi - \varphi_{max}) \\ l_{max}^2 = r^2 + h^2 - 2 r h \cos(\pi - \varphi_{min}) \end{cases} \quad (2.16)$$

Розв'язання цієї системи дає аналітичні формули:

$$h = \frac{\sqrt{c_1 + c_2} + \sqrt{c_2 - c_1}}{2} \quad (2.17)$$

$$r = \frac{\sqrt{c_1 + c_2} - \sqrt{c_2 - c_1}}{2} \quad (2.18)$$

де c_1 – коефіцієнт що характеризує різницю енергії/потужності, пов'язану зі зміною довжини циліндра на межах ходу;

c_2 – змішаний коефіцієнт, який враховує одночасно кінцеві довжини циліндра, граничні кути повороту, кінематичний вплив важеля.

$$c_1 = \frac{l_{max}^2 - l_{min}^2}{\cos \alpha_{min} - \cos \alpha_{max}}, \quad (2.19)$$

$$c_2 = \frac{l_{max}^2 \cos \alpha_{min} - l_{min}^2 \cos \alpha_{max}}{\cos \alpha_{min} - \cos \alpha_{max}}, \quad (2.20)$$

Для навантажувача Т-16М були взяті реальні параметри ходів привода (360...530 мм) та кути повороту – 20 ... 90 град.. Графічні залежності (рис. 2.6) показують спадну функцію: що більший кут підйому, то меншими повинні бути r та h .

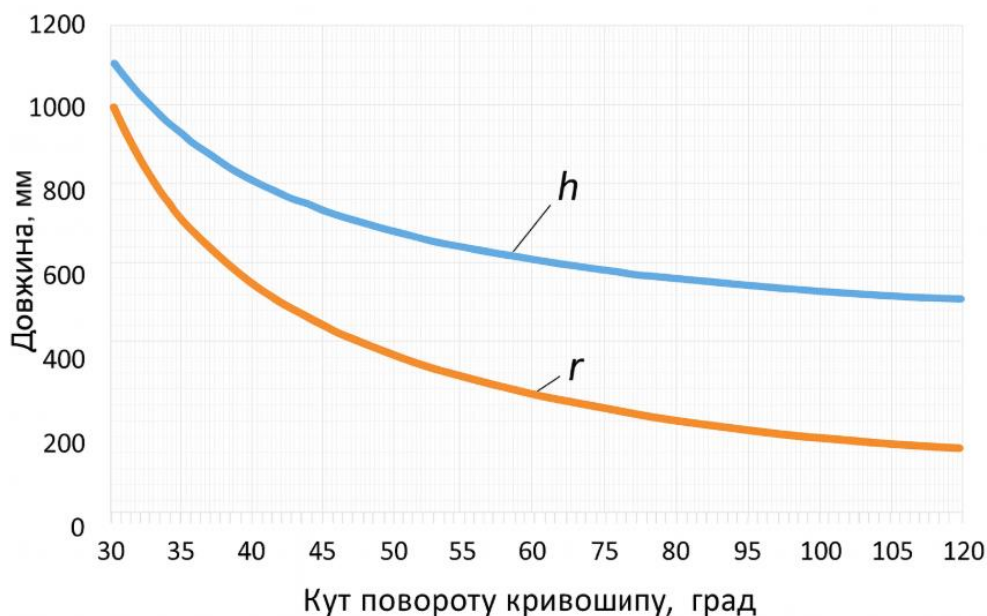


Рисунок 2.6 – Вплив довжини та кута гідроциліндра на значення радіуса r кривошипа та міжосьової відстані h .

Аналіз сил у приводі та оптимізація параметрів. Дослідження виконуємо за розрахунковою схемою наведеною на рисунку 2.7. Для зниження навантажень на шток гідроциліндра використовується критерій:

$$P(\varphi) = \frac{mgL \sin(\pi/2 - \varphi)}{r \sin(\varphi - \varphi_1)} \quad (2.21)$$

Функція залежить від маси вантажу m , довжини стріли L , геометрії механізму (r, h) та кута φ .

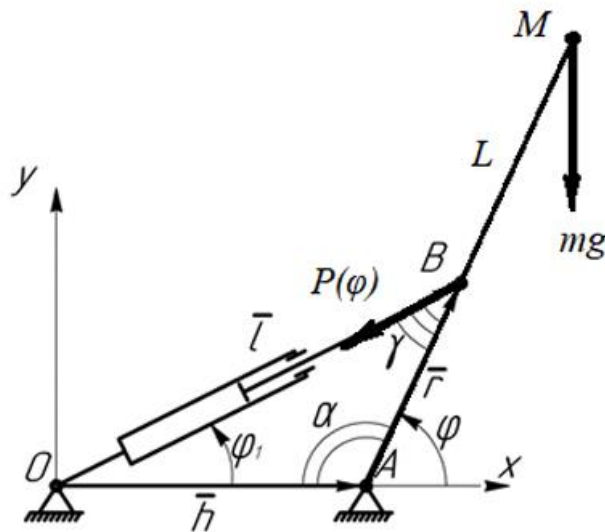


Рисунок 2.7 – Розрахункова схема для оптимізації параметрів навантажувача

Нижче наведено умову оптимізації параметрів:

$$P(\varphi) = P_{max} \rightarrow min,$$

за умови

$$\varphi_{min} \leq \varphi \leq \varphi_{max}.$$

Скориставшись рівнянням 2.21 виконано теоретичні дослідження за різних значень параметрів навантажувача та отримано поверхні відгуку (рис. 2.8). Графік функції $P(\varphi)$ дозволяє знайти ділянки, де навантаження різко зростає

(зазвичай при $\varphi \rightarrow 0^\circ$ або $\varphi \rightarrow 120^\circ$), і підібрати параметри, що мінімізують пікові значення.

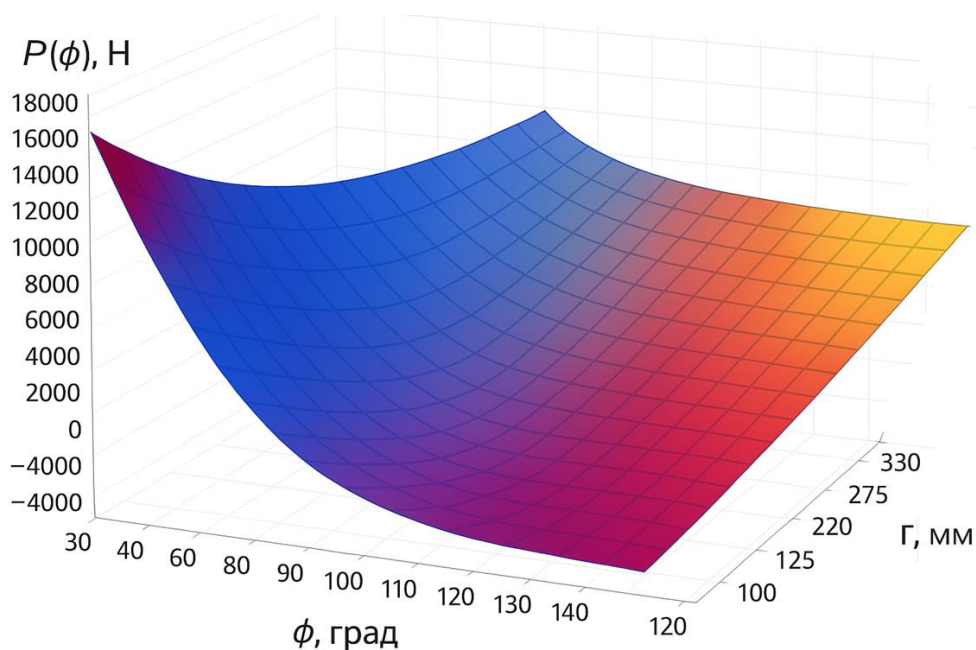


Рисунок 2.8 - Графік функції $P(\varphi)$

Зокрема, для вантажу 30 кг зміна зусилля становить: від -1586 Н до 4135 Н. Це дозволяє встановити раціональні параметри: $r \approx 160$ мм, $h \approx 506$ мм.

Для виключення заклинювань у шарнірах використовується критерій якості:

$$K = \frac{1}{\cos \beta}, \quad (2.22)$$

де β – значення кута тиску на шарнір в точці В.

Оптимальною є умова: $K \leq 2$, що відповідає діапазону кутів $\beta \approx 45 \dots 90^\circ$. Виконавши розрахунки критерію за різних значень кутів отримано графік залежності (рис. 2.9), що показує мінімум критерію при $\beta \approx 70^\circ$. За такого значення забезпечується зниження сил тертя, плавність руху, зменшення втрат енергії; відсутність ударних навантажень на шарніри.

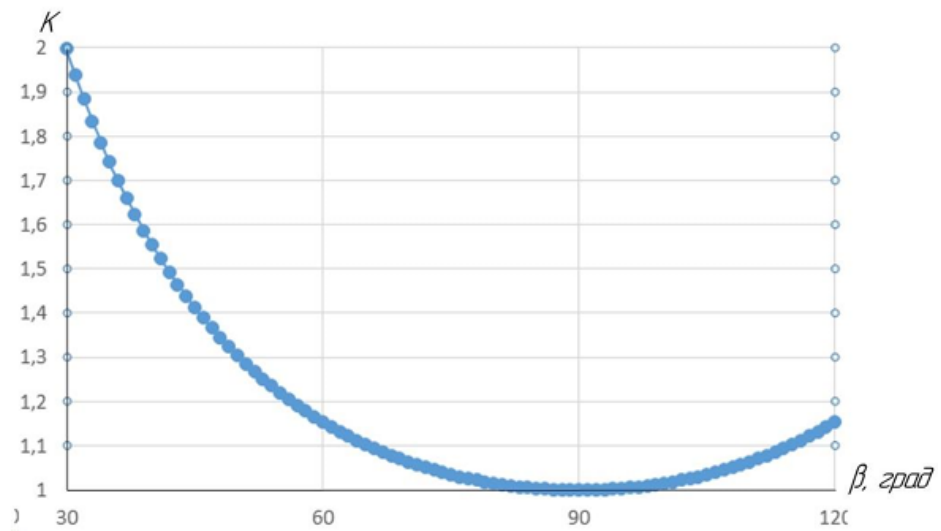


Рисунок 2.9 – Залежність критерію якості від кута тиску у шарнірі

Отже за результатами теоретичних досліджень встановлено бажані значення геометричних розмірів паралелограмного механізму навантажувача.

Теоретичний аналіз показав, що для забезпечення максимальної робочої зони та мінімальних навантажень на приводи паралелограмний механізм навантажувача повинен мати наступні значення: $r = 150\text{--}170$ мм, $h = 480\text{--}520$ мм, хід гідроциліндра $360\text{--}530$ мм, кут повороту стріли $20\text{--}90^\circ$.

Таке співвідношення забезпечує стійку горизонтальність платформи, плавний хід без мертвих зон, прийнятні навантаження на приводи, повне покриття зони кузова, можливість роботи з обертальним захватом.

2.4 Теоретичне обґрунтування параметрів кліщового захвату

Надійність утримання вантажу кліщовим захватом визначається здатністю його робочих елементів створювати сумарне зусилля, яке не дає вантажу зісковзнути або повернутися під дією власної ваги та інерційних навантажень. Умовою працездатності захвату є формування сил замикання, достатніх для компенсації радіального та тангенціального компонентів сили тяжіння вантажу. У загальному випадку утримання може забезпечуватися геометричним самозаклинюванням, силовим замиканням або комбінацією цих принципів.

У конструкціях, застосованих для навантаження овочевих сіток, переважає силове замикання, в якому утримуюче зусилля створюється взаємодією робочих поверхонь захвату з поверхнею сітки. Залежно від типу захватного пристрою сили, що утримують вантаж, формуються різними механізмами – тертям плоских губок, дією важільної системи або силовою взаємодією дугоподібних кліщів.

У найпростішому випадку, коли захват виконується плоскими притискними губками, утримуюча сила визначається силами тертя на контакті. Якщо вантаж має вагу Q , а коефіцієнт тертя між губками і матеріалом сітки дорівнює f , мінімальні нормальні сили, які повинні створювати губки з обох боків, рівні [22]:

$$N_1 = N_2 = \frac{Q}{2f}. \quad (2.23)$$

Це означає, що навіть при симетричному захваті губки мають створювати досить значне зусилля, особливо якщо значення коефіцієнта тертя невисокі. На практиці такий варіант використовується рідко, оскільки овочі у сітках легко деформуються та можуть бути пошкоджені надмірними стискаючими навантаженнями.

У більшості промислових конструкцій для захвату мішків застосовують важільні схеми, у яких зусилля від привода передається на губки через систему шарнірів. Принцип утримання базується на виникненні моменту M_j у плечах захвату. Для однієї пари важелів нормальна сила, що притискає сітку, визначається співвідношенням [23]:

$$M_j = N_j(l + b \cos \varphi), \quad (2.24)$$

де b – плече важеля, м;

l – відстань від точки прикладання сили до центру сітки, м;

φ – кут положення важелів, град.

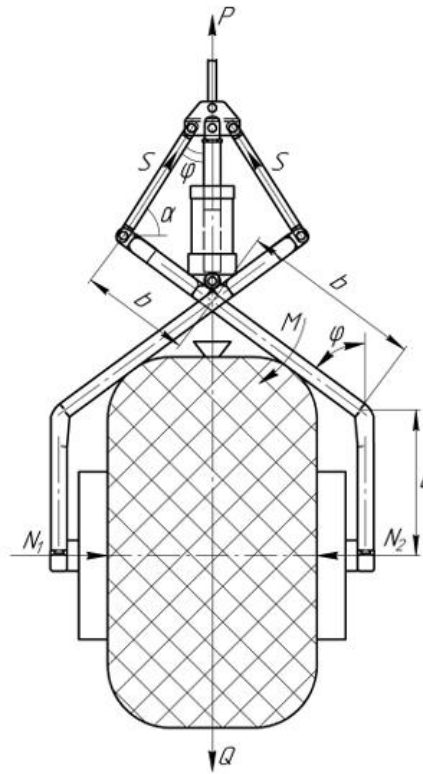


Рисунок 2.10 – Розрахункова схема захвату

Сумарна сила, яку має створювати привод для утримання вантажу, отримує вигляд:

$$P \geq \frac{2 \sum_{j=1}^N M_j \cdot \cos \varphi}{b \cdot \eta}, \quad (2.25)$$

де $\eta = 0,90 \dots 0,95$ – коефіцієнт, що враховує втрати в шарнірах і тертя в системі.

Ця залежність показує, що положення важелів суттєво впливає на утримуючу здатність – найбільше зусилля потрібно при малих кутах φ , коли геометричні умови роботи важеля є найменш сприятливими.

На графіку (рис. 2.11) видно, що із зростанням маси бруто необхідна сила привода збільшується майже лінійно, тоді як зміна кута φ суттєво впливає на значення зусилля у нижній частині діапазону.

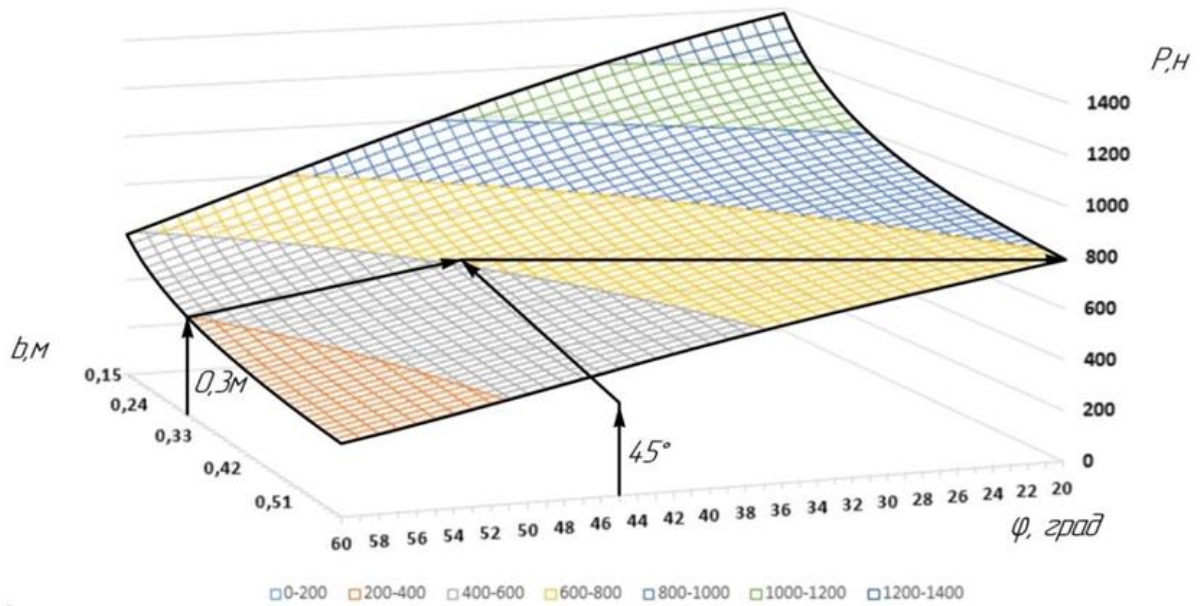


Рисунок 2.11 – Залежність сили P від кута φ та довжини b

Кліщові захвати, застосовані у цій роботі, працюють не за рахунок тертя, а за рахунок геометричного замикання. Робочі елементи (дві дугоподібні лапи) охоплюють сітку і створюють реактивні сили, спрямовані до її осі.

У цьому випадку нормальні сили у точках контакту:

$$N_1 = N_2 = \frac{k_2 \cdot Q}{2 \cdot \operatorname{tg} \beta}, \quad (2.25)$$

де β – кут між горизонталлю та напрямом реакції лапи,

k_2 – коефіцієнт, що враховує власну масу захвата та втрати в шарнірах.

Коефіцієнт k_2 визначають за формулою:

$$k_2 = k_n \left(1 + \frac{G}{Q}\right), \quad (2.26)$$

де G – вага механізму, кг;

$k_n = 1,15 \dots 1,20$ – зведений коефіцієнт тертя в шарнірах.

Таким чином, чим більший кут β , тим меншим стає необхідне утримуюче зусилля. За результатами теоретичних досліджень (додаток Б) найкритичніша область роботи (рис. 2.12) за малого кута β , коли сила тяжіння створює значні радіальні навантаження.

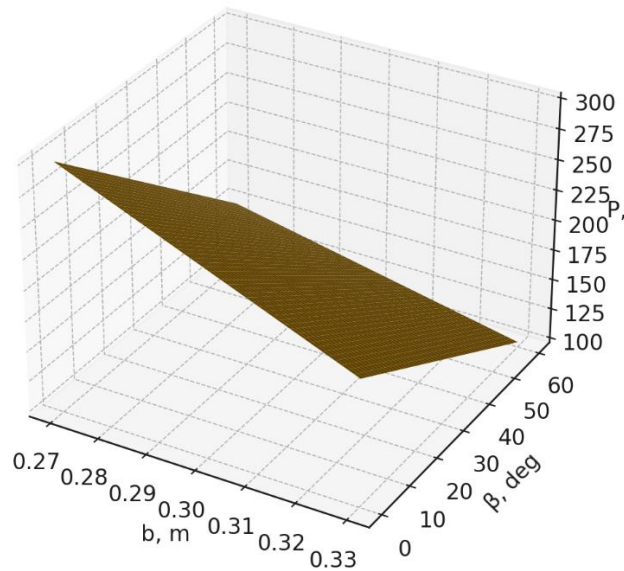


Рисунок 2.12 – Силова характеристика $P(\beta, b)$

За результатами проведених розрахунків побудована поверхня (рис. 2.13) залежності утримуючої сили $P(\varphi)$ від кута положення лап φ , довжини важеля b , маси вантажу, коефіцієнтів тертя в системі та геометричної форми лап.

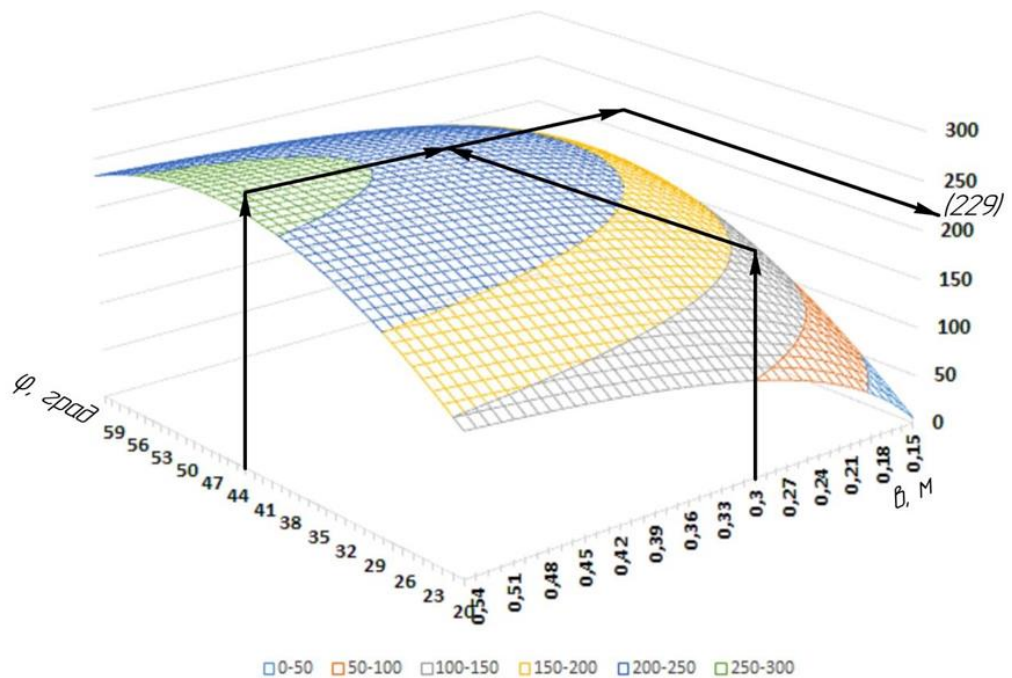


Рисунок 2.13 – Силова характеристика $P(\varphi, b)$

Так при збільшенні довжини важеля b зменшується необхідне зусилля привода, оскільки момент, створюваний лапою, зростає. З іншого боку, надмірне збільшення b призводить до зниження жорсткості конструкції.

Важливою особливістю є те, що овочеві сітки чутливі до локальних стискаючих навантажень. Тому при проектуванні захвата раціональним є режим роботи, у якому сили замикання мінімально необхідні, без значного запасу, щоб не пошкоджувати продукцію.

2.5 Висновки

Теоретичні дослідження підтвердили ефективність конструкції навантажувача з триподним маніпулятором, паралелограмним механізмом та кліщовим поворотним захватом, що забезпечує точне позиціонування м'якої тари та безпечне укладання продукції.

Встановлено робочу зону маніпулятора: $X = -930 \dots +3070$ мм; $Y = -694 \dots +694$ мм; $Z = 0 \dots 2290$ мм, що гарантує повне охоплення площі кузова.

Для паралелограмного механізму визначено раціональні параметри: $r = 150-170$ мм; $h = 480-520$ мм; хід гідроциліндра $360-530$ мм; кут повороту стріли $20-90^\circ$ що забезпечує плавність руху та мінімальні навантаження на приводи. Встановлено, що для реалізації зусилля $P_{nm} = 5$ кН на приводі паралелограмного механізму за швидкості штока силових гідроциліндрів $V_{г} = 0,25$ м/с необхідна потужність гідроприводу повинна становити $N_{н} = 1,8$ кВт.

Для кліщового захвату встановлено діапазон утримуючих сил: $P = 200-300$ Н при оптимальних кутах роботи лап та довжині важеля $b = 0,27-0,33$ м, що забезпечує надійне утримання мішків масою $20-40$ кг без надмірного стискання продукції.

Таким чином, визначені параметри забезпечують високу точність, безпечність та ефективність роботи навантажувача в реальних польових умовах.

3 ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУВАЧА

3.1 Мета та завдання експерименту

Експериментальна частина роботи була спрямована на перевірку працездатності розробленої конструкції навантажувача м'якої тари на базі самохідного шасі Т-16М та уточнення основних розрахункових параметрів, отриманих у розділі 2.

Головною метою експериментальних досліджень є підтвердження того, що навантажувач забезпечує необхідну точність позиціонування кліщового захвату, надійне утримання сітчастих мішків з овочами та зниження динамічних навантажень на продукцію в польових умовах.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані такі завдання:

- перевірити відповідність фактичних меж робочої зони триподного маніпулятора теоретичним значенням (X, Y, Z), отриманим у розділі 2;
- експериментально оцінити силові навантаження на паралелограмний механізм і привід підйому стріли та зіставити їх із розрахунковими залежностями $P(\varphi)$;
- дослідити характеристики кліщового поворотного захвату: величину утримуючого зусилля, вплив довжини важеля b та кута положення лап β, φ на стійкість утримання мішків;
- оцінити вплив роботи навантажувача на цілісність овочевої продукції та порівняти її з ручним способом навантаження;
- визначити продуктивність механізованого процесу завантаження м'якої тари та порівняти її з традиційними технологіями.

3.2 Об'єкт досліджень

Об'єктом досліджень являється навантажувач м'якої тари на базі самохідного шасі Т-16М (рис. 3.1) з паралелограмним механізмом підйому 1, просторовим триподом 2 та кліщовим поворотним захватом 3. За допомогою камери 4 розміщеної на платформі кріплення трипода маніпулятор чітко визначає положення сіток у просторі та допомагає зорієнтувати положення кліщів захвата, що спрощує роботу операторів. В таблиці 3.1 наведено основні параметри навантажувача. Керування навантажувачем здійснюється комбіновано з використанням, як гідроприводу (керування паралелограмною стрілою та кліщами захвату) так і електроприводу (керування триподом маніпулятора). Для реалізації надійного функціонування конструкції навантажувача розроблено відповідно принципові схеми гідро та електроприводів наведені на рисунку 3.2 та 3.3.



Рисунок 3.1 – Об'єкт досліджень

1 – паралелограмна стріла навантажувача; 2 – маніпулятор трипод з використанням лінійних електродвигунів; 3 – гідравлічний кліщовий захват; 4 – камера орієнтування кліщового захвату

Таблиця 3.1 – Технічна характеристика навантажувача м'якої тари

Показник	Значення
Маса навантажувача, кг	195
Номінальна вантажопідйомність, кг	до 100
Маса вантажу, що утримується захватом, кг	20–80
Максимальна висота підйому, мм	2290
Максимальний робочий виліт трипода, мм	3070
Робоча ширина зони обслуговування, мм	1380
Потужність гідроприводу, кВт	1,8
Гідронасос	НШ-10
Гідророзподільник	P80 3/1-22
Параметри силових гідроциліндрів	
Марка	80.40.530
Тип гідроциліндра	двосторонньої дії
Хід штока, мм	360–530
Тип електроприводів трипода	Електроциліндри 12 В VEVOR 6000N Лінійний двигун DC 12V Лінійний
Максимальний споживаний струм електроприводів, А	7,8

Гідропривід (рис. 3.2) навантажувача забезпечує підйом паралелограмної стріли та керування кліщовим захватом шляхом подачі робочої рідини від шестеренного насоса 1 до виконавчих гідроциліндрів 2 та 3 через гідророзподільник 5. Напірний потік, створений насосом, надходить до секцій розподільника, які по команді оператора спрямовують рідину у поршневі або штокові порожнини гідроциліндрів стріли та циліндра захвату 4, забезпечуючи

відповідно підйом стріли або стискання/розкриття кліщів. Запобіжний клапан 6 обмежує тиск у системі, захищаючи апаратуру від перевантажень. Відпрацьована рідина проходить через зливний фільтр 7 та повертається в гідробак 8, що завершує цикл роботи гідросистеми та забезпечує безпечне та плавне керування навантажувачем у польових умовах.

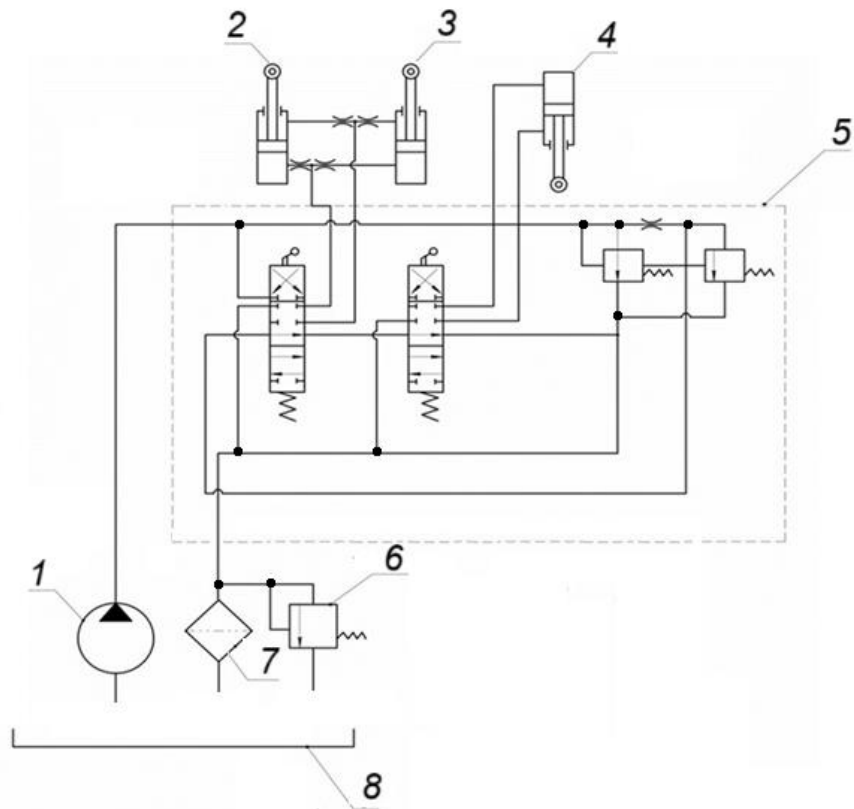


Рисунок 3.2 – Принципова схема гідроприводу навантажувача

- 1 – насос шестеренний НШ-10; 2,3 – гідроциліндри стріли 80.40.530;
 4 – гідроциліндр захвату Ц-50 5 – гідророзподільник Р-80 3/1-22; 6 –
 запобіжний клапан; 7 – зливний фільтр; 8 – гідробак

Керування маніпулятором. Конструкція маніпулятора навантажувача виконана у вигляді окремого навісного модуля, який кріпиться на платформі паралелограмного механізма.. Просторовий трипод маніпулятора оснащений електроприводом на основі лінійних двигунів (електроциліндрів) VEVOR 6000N напруга живлення DC 12V.

Використання електроциліндрів дозволило значно зменшити масу навісного обладнання — приблизно від 1,6 до 2 разів порівняно з традиційними стріловими навантажувачами, у яких усі приводи виконані гідравлічними. Крім цього, електропривід забезпечує підвищену точність позиціонування захвату та можливість формування складних траєкторій руху, що важливо під час роботи з м'якою тарою та нерівномірно розташованими вантажами.

Керування електроприводом реалізується за допомогою централізованої системи (рис. 3.3), побудованої на мікроконтролері STM32 з ядром ARM Cortex. Мікроконтролер формує ШІМ-сигнали для зміни швидкості переміщення штоків електроциліндрів, а напрямок руху задається через цифрові виходи, що керують драйверами Н-моста (VNH3S-P30). Для контролю навантаження в силовому колі використовується датчик струму ACSA-712, який подає аналоговий сигнал на вбудований АЦП контролера. Положення штоків визначається потенціометричними датчиками, що забезпечує зворотний зв'язок і точне відпрацювання команд.

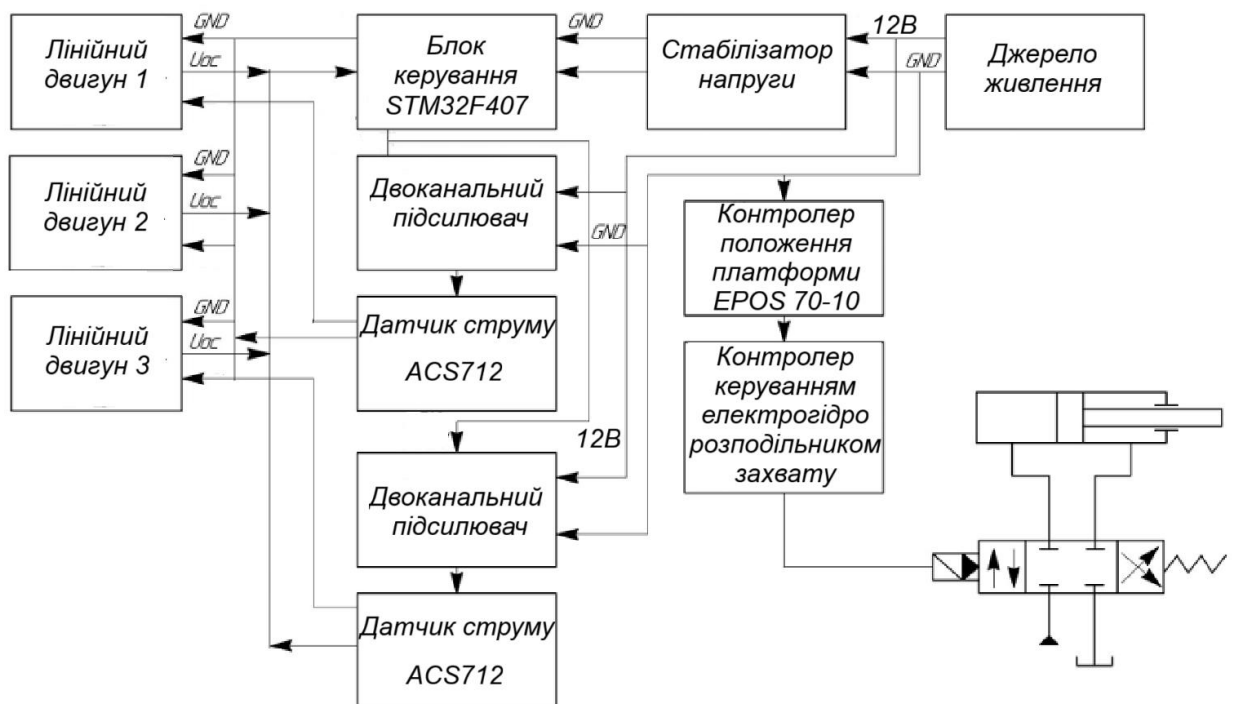


Рисунок 3.3 – Функціональна схема керування маніпулятором та захватом навантажувача

Запропонована електромеханічна система дозволила забезпечити високу плавність руху, точність просторового позиціонування та адаптивність роботи захвата, що суттєво розширює функціональні можливості навантажувача у порівнянні з традиційними гідравлічними схемами.

Для реєстрації параметрів навантажувача використовували:

- рулетки, лінійки та шаблони для вимірювання координат точки положення захвата;
- електронні динамометри (до 5 кН) для визначення зусиль у приводах і утримуючої сили захвату;
- манометри гідросистеми для контролю тиску в гідроциліндрах;
- секундоміри та відеофіксацію для визначення тривалості окремих фаз робочого циклу;
- ваги для оцінки маси мішків та контролю завантаження.

В якості вантажу використовували сітки з картоплею масою 20, 30 і 40 кг. Дослідження проводилися на рівній та слабо нерівній ділянках ґрунтового майданчика за загально прийнятими методиками [24, 25], що дозволило оцінити вплив мікронерівностей поверхні на динаміку роботи навантажувача.

3.3 Дослідження робочої зони маніпулятора

Перевірка теоретично визначеної робочої зони триподного маніпулятора (рис. 3.4) здійснювалася шляхом послідовного переміщення кліщового захвату в граничні положення за координатами X , Y та Z .

Для кожної границі робочої області виконувалися такі операції:

1. Захват переводився в крайнє нижнє положення над поверхнею ґрунту, фіксувалася мінімальна висота Z_{\min} .
2. Поступово змінювалися довжини приводних ланок трипода до досягнення крайнього вильоту вперед (X_{\max}) і назад (X_{\min}) відносно рами шасі.

3. Аналогічно визначалися крайні поперечні положення (Y_{\min} , Y_{\max}), що відповідали граничним кутам повороту маніпулятора та поворотної платформи.



Рисунок 3.4 – Дослідження робочої зони маніпулятора

Отримані експериментальні значення зіставлялись із теоретичними координатами точки М, розрахованими в розділі 2. Середнє розходження по координатах X , Y не перевищувало 3–5 %, а по вертикальній координаті Z – 4–6 %, що пов'язано з конструктивними допусками виготовлення ланок і невеликими деформаціями в шарнірних з'єднаннях.

Таким чином, експериментально підтверджено, що маніпулятор забезпечує досяжність точки М у межах: $X \approx -0,95 \dots +3,05$ м; $Y \approx -0,70 \dots +0,69$ м; $Z \approx 0 \dots 2,25$ м, що повністю задовольняє вимоги щодо обслуговування всього об'єму кузова транспортного засобу без перестановки шасі.

3.4 Дослідження силових навантажень у паралелограмному механізмі

Для оцінки навантажень у паралелограмному механізмі та перевірки залежностей $P(\varphi)$, отриманих теоретично, гідроциліндр підйому стріли оснащували манометром (рис. 3.5). За відомим діаметром поршня тиск у порожнині циліндра перераховували в осьове зусилля, а далі – у момент, що діє на стрілу.

Випробування проводилися для трьох положень вантажу: порожній захват (без вантажу), мішок масою 20 кг та мішок 40 кг. Для кожного випадку стрілу послідовно переводили у низку фіксованих кутових положень ($\varphi = 20, 30, 45, 60, 75, 90^\circ$), реєструючи тиск у гідроциліндрі.



а)



б)

Рисунок 3.5 – Дослідження силових навантажень у паралелограмному механізмі:

а – підключення манометра; б – використання датчика кутових переміщень стріли

Аналіз експериментальних даних (додаток В) показав, що:

- характер зміни зусилля $P(\varphi)$ відповідає теоретично отриманим поверхням відгуку: максимальні значення спостерігаються при малих кутах підйому стріли ($\varphi = 20\text{--}30^\circ$), далі навантаження зменшується;
- при вантажі 30 кг реальні значення зусиль лежать у межах 4,0–4,3 кН, що добре погоджується з розрахунковим діапазоном 3,8–4,1 кН;

- збільшення маси вантажу до 40 кг приводить до зростання зусиль приблизно на 25–30 %, однак пікові значення залишаються нижчими за допустимі для обраного типу гідроциліндра та кріпильних елементів.

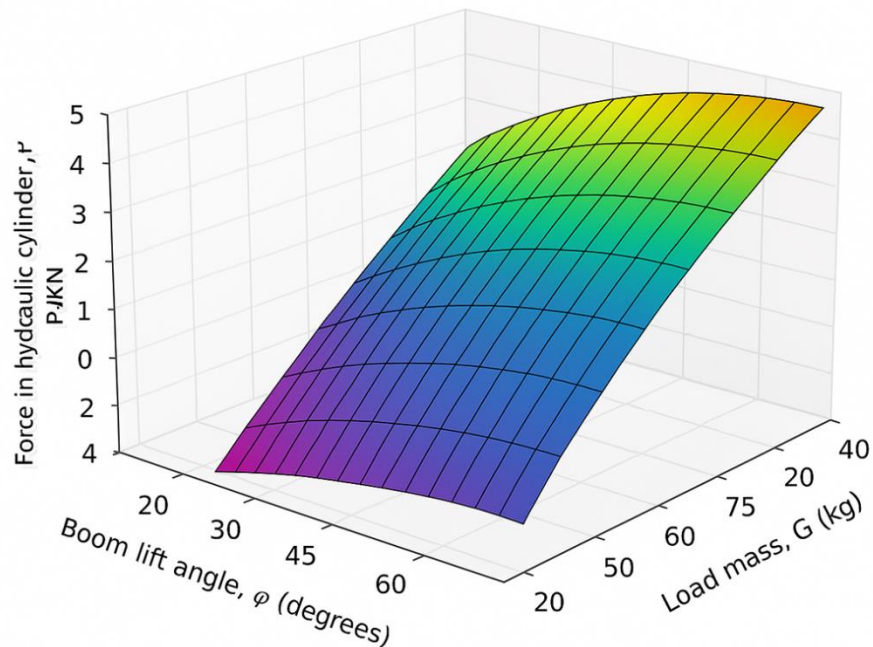


Рисунок 3.6 – Поверхня відгуку силового аналізу

Отримані дані підтвердили правильність вибраних геометричних параметрів паралелограмного механізму (r , h , хід гідроциліндра) та достатній запас міцності силового приводу.

3.5 Експериментальні дослідження кліщового захвату

Окрема серія дослідів була проведена для кліщового поворотного захвату. Завданням було:

- визначити фактичні значення утримуючої сили при різних довжинах важеля b і кутах розкриття лап φ ;
- оцінити стійкість утримання мішків за дії динамічних впливів (розгойдування, різкі зупинки стріли);

- встановити допустимі режими роботи, за яких не відбувається механічного пошкодження овочів.

Для цього на захваті плавно змінювали значення кута φ та довжину плеча b . До лап прикладався контрольний вантаж (сітка з цибулею відповідної маси), а до рукояті привода – динамометр, що реєстрував силу, необхідну для замикання захвата. Паралельно вимірювалося переміщення вантажу (ковзання або провертання в сітці). Результати досліджень наведено в додатку Г.

Встановлено, що при рекомендованій довжині важеля $b \approx 0,27\text{--}0,33$ м утримуюче зусилля знаходиться в межах 200–300 Н, що відповідає теоретичним розрахункам. При цьому:

- для мішків масою 20 кг достатньою є сила 180–200 Н, ковзання не спостерігається;
- для маси 30–40 кг мінімально необхідне зусилля збільшується до 230–280 Н, однак навіть у цьому випадку деформація продукту лишається в допустимих межах – візуально не спостерігається роздавлювання цибулин у місцях контакту з лапами;
- при зменшенні кута β до малих значень (близько $20\text{--}25^\circ$) виникає тенденція до провертання мішка, що підтверджує теоретичний висновок про критичність цієї зони роботи.



Рисунок 3.7 – Дослідження ефективності роботи захвату навантажувача

Поворотна платформа захвата дозволила компенсувати перекося мішків відносно осі маніпулятора: під час натурних випробувань зміщення сіток до $\pm 40\text{--}45^\circ$ не призводило до їх зісковзування з лап при дотриманні рекомендованого діапазону утримуючого зусилля.

3.6 Висновки

Експериментальні дослідження підтвердили працездатність і ефективність конструкції навантажувача м'якої тари, розробленого на базі самохідного шасі Т-16М. На основі натурних вимірювань встановлено, що триподний маніпулятор забезпечує стійке та точне позиціонування кліщового захвату в усьому діапазоні робочої зони, а розходження фактичних координат з теоретично розрахованими не перевищує 3–6 %. Це свідчить про правильність вибраних кінематичних параметрів приводу та про відсутність значних деформацій у шарнірних з'єднаннях.

Дослідження силових навантажень у паралелограмному механізмі показали, що характер зміни зусилля $P(\varphi)$ повністю відповідає аналітичним залежностям: максимальні навантаження спостерігаються при малих кутах підйому стріли та зменшуються зі збільшенням φ . Порівняння результатів для різних мас вантажу підтвердило достатній запас вантажопідйомності й міцності силового приводу. Відхилення між розрахунковими й експериментальними значеннями сили не перевищують 10 %, що вказує на високу точність прийнятих математичних моделей.

Окремі випробування кліщового поворотного захвату засвідчили, що конструкція забезпечує надійне утримання сітчастих мішків у всьому діапазоні мас 20–40 кг. Визначено оптимальні параметри роботи — довжину важеля $b \approx 0,27\text{--}0,33$ м та кут розкриття лап φ , за яких утримуюче зусилля (200–300 Н) є достатнім для запобігання ковзанню і водночас не спричиняє пошкодження продукції. Поворотна платформа захвату ефективно компенсує перекося мішків, що значно підвищує стабільність роботи в реальних польових умовах.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Загальні вимоги безпеки при експлуатації навантажувача

Експлуатація навантажувача м'якої тари на базі самохідного шасі Т-16М пов'язана з комплексом виробничих ризиків, зумовлених поєднанням механічних, гідравлічних, електричних та організаційних факторів. Робочий процес передбачає взаємодію з рухомими механізмами, системами підвищеного тиску, масивними вантажами та роботою в умовах відкритого ґрунтового майданчика, де додаткову небезпеку створюють нерівності поверхні, погодні фактори й обмежена видимість. Тому забезпечення безпеки операторів і персоналу є однією з ключових умов ефективної та надійної експлуатації обладнання.

Основним документом, що регламентує вимоги до безпечної роботи електрообладнання навантажувача, є НПАОП 40.1-1.21-98 [26]. Крім того, робота з підйомними та маніпуляційними механізмами регулюється НПАОП 0.00-1.15-07 [27], які встановлюють вимоги до конструкції, технічного стану, організації робочого місця та рівня підготовки персоналу. Оператор допускається до роботи лише після проходження медичного огляду, ознайомлення з інструкціями з охорони праці та первинного інструктажу. Знання правил безпеки повинні підтверджуватися періодично — не рідше одного разу на рік.

Робоче місце оператора має бути правильно організоване: кабіна або площадка керування повинні забезпечувати добру оглядовість, доступ до елементів керування та захист від опадів. Важливо, щоб оператор міг контролювати положення маніпулятора, стан захвату й переміщення вантажів без необхідності виходити в зону роботи навантажувача. У реальних умовах саме

неправильне розміщення оператора або його перебування у небезпечній зоні є однією з основних причин травматизму.

Особливу увагу приділяють стану засобів індивідуального захисту. Оператор повинен працювати у щільному спецодязі, що не має вільно звисаючих частин, які можуть потрапити під рухомі вузли машини. Взуття має бути закритим, з протиковзкою підошвою, оскільки робота часто виконується на вологому чи нерівному ґрунті. Для зменшення ризику травм кистей та запобігання опікам від нагрітих елементів рекомендується використовувати захисні рукавиці. Оскільки навантажувач працює зі сітчастими мішками картоплі, розміщеними поблизу коліс і робочих органів, обов'язковим є захист очей від можливих частинок ґрунту або рослинних решток, які можуть потрапляти у повітря при маневруванні машини.

Важливим елементом загальної безпеки є справність технічних систем. Перед початком роботи оператор зобов'язаний перевірити:

- надійність кріплення гідророзподільника, насосів, гідроциліндрів та маніпулятора;
- відсутність підтікання робочої рідини в гідросистемі;
- стан електророз'ємів і кабельних каналів триподного приводу;
- роботу запобіжних клапанів та регуляторів тиску;
- цілісність захисних кожухів і поручнів.

Технічний огляд перед кожною зміною запобігає аваріям, що можуть виникнути через розрив шлангів, зношення ущільнень або пошкодження електропроводки. Особливої уваги потребує гідросистема, адже робочий тиск у ній може досягати значень, небезпечних навіть при незначному пошкодженні з'єднань.

Під час роботи забороняється перебування сторонніх осіб у зоні дії маніпулятора, яка визначається максимальним вильотом триподного механізму та радіусом повороту поворотної платформи. Відстань безпеки повинна становити не менше 3 м від крайньої точки руху захвату. Особливо

небезпечними є ситуації, коли мішки під час захвату або переміщення можуть розгойдуватися, змінювати форму або втрачати стійкість, що вимагає від оператора максимальної зосередженості.

Одним з найбільш небезпечних виробничих ризиків під час роботи навантажувача є можливість порушення його стійкості та перекидання. Маніпулятор, оснащений триподом і поворотним захватом, змінює положення центра мас машини в процесі роботи. При максимальному вильоті вперед або вбік, особливо коли захват утримує мішки масою 30–40 кг, навантаження на передню частину шасі значно зростає. У випадках, коли навантажувач працює на нерівній, м'якій або нахиленій поверхні, це може призвести до часткової втрати опори коліс, зсуву центра ваги за межі опорного контуру та раптового перекидання. Ризик збільшується також при рухові з піднятим вантажем або виконанні поворотів під час транспортування сіток.

Щоб запобігти таким ситуаціям, оператору заборонено переміщувати навантажувач із вантажем, піднятим вище 0,8–1,0 м від рівня ґрунту. Під час роботи стріла повинна переміщуватися плавно, без різких ривків, оскільки інерційні навантаження можуть спричинити додаткове розгойдування та зміщення центра мас. Особливу увагу слід приділяти роботі на схилах: якщо ухил місцевості перевищує 8–10°, навантажувач не повинен виконувати операції з підйому та переміщення мішків. Крім цього, оператор повинен контролювати рівномірність завантаження кузова, оскільки надмірна маса в передній частині може спричинити втрату зчеплення задніх коліс, а нерівномірне розміщення мішків — бічний крен.

Для зниження ризику перекидання конструкцією передбачено використання паралелограмного механізму та триподної системи з електроприводом, що забезпечує плавніший рух і дає можливість точно контролювати переміщення робочого органа. Проте навіть за наявності цих технічних рішень остаточною безпекою залежить від дій оператора, який повинен завжди оцінювати стан ґрунту, вагу вантажу, кут повороту машини та висоту

підйому. Правильне дотримання цих вимог є ключовою умовою запобігання аварійним ситуаціям та забезпечення безпечної експлуатації навантажувача в польових умовах.

Усі роботи з технічного обслуговування виконуються тільки при повній зупинці двигуна, відключеному живленні електроприводів та скинутому тиску в гідросистемі. Забороняється проводити ремонт під піднятою стрілою без встановлення додаткових механічних упорів. Також заборонено торкатися шлангів або фітингів руками одразу після закінчення роботи — температура робочої рідини може бути підвищеною.

У темний час доби освітлення робочої зони має бути достатнім для оцінки відстаней та положення вантажу. Оператор повинен мати змогу вчасно помітити деформації сітки, перешкоди на ґрунті або зміну положення стріли маніпулятора.

Таким чином, дотримання загальних вимог безпеки при експлуатації навантажувача м'якої тари передбачає не лише виконання норм НПАОП, а й грамотну організацію робочого місця, правильний підхід до експлуатації електричних та гідравлічних систем, а також зосередженість і дисципліну оператора. Безпечна робота навантажувача — це результат комплексної взаємодії технічного стану машини, знань персоналу та дотримання правил експлуатації під час кожної технологічної операції.

4.2 Вимоги безпеки до конструкції навантажувача

Система навантажувача складається з паралелограмної стріли, гідроциліндрів підйому, просторового триподного маніпулятора з електроприводами, а також кліщового захвату. Кожен із цих елементів має специфічні небезпечні та шкідливі фактори.

4.2.1 Гідравлічна система

Під час роботи гідросистеми можливі такі небезпеки:

- різкий викид робочої рідини під тиском до 16–18 МПа;
- руйнування гідрошлангів;
- потрапляння масла на нагріті частини двигуна;
- защемлення кінцівок у місцях кріплення циліндрів.

Для запобігання аварій:

- усі гідрошланги регулярно перевіряють на наявність мікротріщин та роздування;
- з'єднання ущільнюють згідно з ГОСТ 9833-73;
- робочий тиск у системі контролюється манометром;
- запобіжний клапан обов'язково проходить щорічну перевірку;
- обслуговування гідроциліндрів проводиться лише при скинутому тиску.

4.2.2 Електроприводи триподного маніпулятора

Електроциліндри працюють від напруги 12 В, однак небезпека ураження електричним струмом зберігається за наявності обриву ізоляції або пошкодження кабелів.

Заходи безпеки:

- кабелі укладені у гофровані канали;
- контакти захищені від вологи та пилу;
- блок керування має автоматичний захист від перевантажень, пилу та вологи

4.3 Безпека оператора під час роботи маніпулятора та захвату

У роботі триподного маніпулятора та кліщового захвату є низка небезпек, пов'язаних із рухомими частинами:

- защемлення пальців між лапами захвата;
- раптове розгойдування мішків;
- різке опускання стріли у випадку падіння тиску;
- відскок захопленого вантажу при ударному перевантаженні.

Щоб запобігти цим ризикам:

1. Оператор не повинен перебувати у робочій зоні маніпулятора під час виконання поворотних операцій.
2. Пускові рукоятки гідророзподільника обладнуються фіксаторами, що унеможливають самовільне переміщення.
3. Поворотна платформа захвата має обмежувач кута, що запобігає різким рывкам.
4. Перед підйомом мішків оператор переконується, що сітка правильно захоплена, а овочі рівномірно розміщені.
5. Переміщення здійснюється тільки плавно, без ривків та різких прискорень.

4.4 Мікроклімат, шум, вібрації та освітлення робочої зони

Польові умови експлуатації навантажувача вимагають оцінки параметрів середовища.

Мікроклімат

Згідно з ДСН 3.3.6.042-99 [28]:

- допустима температура при роботі просто неба: $-10\dots+28$ °С,
- швидкість руху повітря не більше 5 м/с.

Під час високих температур необхідні перерви кожні 1–1,5 години.

Шум і вібрації

Джерелами шуму є двигун шасі, робота насоса НШ-10 і рухові елементи маніпулятора. Рівень шуму у кабіні оператора не перевищує 80–82 дБ, що відповідає ДСН 3.3.6.037-99.

Вібрація знижена завдяки гумовим амортизаторам і демпфуючим елементам кріплення маніпулятора.

Освітлення

У вечірній час робота дозволена за умови освітленості майданчика не менше 20 лк. На стрілі може встановлюватися додатковий LED-світильник.

4.5 Протипожежна безпека

Гідравлічні масла, паливо та електропроводка збільшують ризик займання. Основні джерела пожежонебезпечних факторів:

- перегрів двигуна;
- коротке замикання в блоці керування;
- попадання масла на гарячі частини двигуна;
- іскріння в місцях неякісного контакту.

Заходи протипожежного захисту:

- на машині має бути вогнегасник ВСЕ-2 або порошковий ОП-2;
- заборонено працювати поблизу сухої рослинності без створення захисної смуги;
- оператор повинен знати правила користування вогнегасником;
- перед виїздом проводиться огляд паливних і гідравлічних магістралей.

4.6 Безпека в надзвичайних ситуаціях

Під час роботи навантажувача можуть виникати ситуації, що створюють загрозу життю та здоров'ю оператора, а також становлять ризик пошкодження техніки й вантажу. До таких ситуацій належать аварійні відмови гідравлічних та електромеханічних систем, займання, а також порушення стійкості чи перекидання машини. У кожному з цих випадків оператор зобов'язаний діяти швидко, послідовно та відповідно до інструкції з безпеки.

Аварійне падіння тиску в гідросистемі

Ознаки:

- самовільне опускання стріли або її нерівномірний рух;
- поява характерної пульсації потоку масла;
- підвищений шум насоса або сторонні вібрації.

Дії оператора:

1. негайно відпустити рукоятку керування та заблокувати переміщення стріли.
2. Перевести золотник гідророзподільника у нейтральне положення.
3. Зупинити двигун шасі.
4. Перевірити стан шлангів, ущільнень та різьбових з'єднань; за наявності витоків — не продовжувати роботу.
5. Повідомити відповідальну особу або техника з обслуговування.

Відмова електроприводу маніпулятора

У разі несправності одного чи кількох електроциліндрів трипод може втратити точність позиціонування, що створює ризик пошкодження продукції та обладнання.

Дії оператора:

- Перевести захват у безпечне нижнє положення вручну (за допомогою аварійного роз'єднання або механічного розторможування привода).

- Вимкнути живлення електричної системи головним тумблером.
- Виконати огляд кабелів, роз'ємів, запобіжників та стан акумулятора.

- Не відновлювати роботу до з'ясування причини відмови.

Пожар

Навантажувач працює з гідравлічною рідиною та електричними приводами, що підвищує ризики займання у разі короткого замикання або витоку масла на нагріті поверхні.

Дії оператора:

1. негайно зупинити двигун.
2. Від'єднати живлення електроприводів.
3. Загасити полум'я порошковим або вуглекислотним вогнегасником.
4. У разі поширення вогню відійти на відстань не менше 25–30 м та викликати ДСНС.
5. Не допускати повторного запуску техніки до повного огляду спеціалістами.

Порушення стійкості та ризик перекидання навантажувача

Втрата стійкості є однією з найбільш небезпечних надзвичайних ситуацій. Вона може виникати під час:

- роботи з великим вильотом стріли або піднятим вантажем;
- переміщення по нерівній, м'якій або похилій поверхні;
- різких гальмувань чи поворотів з вантажем;
- зміщення центра мас при неправильній роботі трипода.

Ознаки наближення до критичної ситуації:

- помітний поперечний або поздовжній крен шасі;
- прослизання або часткове відривання одного з коліс;
- сильне розгойдування вантажу або стріли;
- нестандартні звуки чи вібрації від рами.

Дії оператора:

1. негайно зупинити рух та опустити вантаж максимально низько.
2. Не проводити різких рухів стрілою або кермом.
3. Вирівняти положення машини шляхом плавного від'їзду на рівну ділянку.
4. Якщо апарат починає перекидатися — негайно покинути кабінку через протилежний бік ухилу (не намагатися стримувати машину).
5. Повністю припинити роботу при ухилі поверхні понад 8–10°.

Оприлюднення плану евакуації та дій персоналу

На кожному господарстві, де експлуатується навантажувач, повинен бути затверджений і доведений до персоналу план дій у разі виникнення надзвичайної ситуації. У ньому мають бути визначені:

- порядок оповіщення працівників;
- місця збору персоналу після евакуації;
- схема перекриття електричних та гідравлічних мереж;
- доступні маршрутні шляхи та запасні виходи;
- відповідальні особи за координацію дій до прибуття рятувальних служб.

План розміщується на видимих ділянках, періодично оновлюється та обов'язково відпрацьовується під час навчальних тренувань.

4.7 Висновки

Проведений аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів показує, що конструкція навантажувача за умови дотримання встановлених норм забезпечує безпечні умови праці оператора та обслуговуючого персоналу. Впровадження рекомендацій щодо дій у надзвичайних ситуаціях забезпечує готовність персоналу до оперативного реагування та зменшує наслідки можливих аварій.

5 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОБОТИ

5.1 Мета та вихідні передумови розрахунку

Техніко-економічне обґрунтування виконується з метою оцінити доцільність упровадження розробленого навантажувача м'якої тари на базі самохідного шасі Т-16М з триподним маніпулятором на електроциліндрах і кліщовим поворотним захватом порівняно з базовим варіантом, у якому маніпулятор приводиться в дію гідроциліндрами і не має можливості просторового повороту захвата.

У базовій схемі маніпулятор повністю гідравлічний: усі переміщення виконавчих ланок забезпечуються гідроциліндрами, а захват залишається неповоротним відносно вертикальної осі. Це зумовлює більшу масу навісного обладнання, підвищені динамічні навантаження в гідросистемі, необхідність точного підведення шасі й стріли до кожного мішка, більшу ймовірність ударів і защемлень сіток об борти кузова.

У проектному варіанті триподний маніпулятор з електроциліндрами забезпечує просторове позиціонування точки кріплення захвата, а поворотна платформа дозволяє орієнтувати мішок без додаткових маневрів шасі. Це дає такі переваги:

- зменшення маси навісного обладнання приблизно в 1,6–2 рази порівняно з повністю гідравлічними схемами;
- зменшення часу одного циклу навантаження за рахунок скорочення холостих переміщень і коригувальних рухів;
- зниження динамічних навантажень на продукцію, оскільки траєкторії переміщення формуються м'яко та програмовано;
- суттєве зменшення пошкоджуваності овочів у сітках за рахунок делікатного захоплення та можливості оптимально орієнтувати мішки під час укладання в кузов.

Для розрахунків економічної ефективності [30] прийнято типові для фермерського господарства умови наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Вихідні дані

Показник	Позн.	Базовий варіант	Проектний варіант
Конструктивні особливості		Навантажувач з використанням гідроциліндрів	Навантажувач з використанням електроциліндрів + поворотний захват
Вартість навантажувача	C_n	94 500 грн	109 500 грн
Продуктивність навантажувача, мішків/год	Q	42	49
Травмування продукції	Q_v	3,8 %	2,5 %
Кількість мішків за сезон	N	6600 шт	
Середня гуртова ціна мішка овочів (картоплі) (30 кг)	$C_{міш}$	300 грн	
Годинна витрата палива	g	1,5 кг/год	
Ціна палива	C_p	50 грн/кг	
Зарплата оператора	$C_{год}$	120 грн/год	

5.2 Розрахунок продуктивності

Продуктивність навантажувального процесу оцінюємо за кількістю мішків, які завантажуються за одиницю часу. Виходячи з результатів теоретичних і експериментальних досліджень, приймаємо:

базовий варіант (гідроманіпулятор без повороту захвата)

$$Q_b = 42 \text{ мішки /год};$$

проектний варіант (електроциліндри + поворотний захват)

$$Q_{\text{пр}} = 49 \text{ мішків/год.}$$

Час, необхідний для завантаження річного обсягу

для базового варіанта:

$$T_b = N/Q_b \approx 6600/42 = 157,14 \text{ год}, \quad (5.1)$$

для проектного варіанта:

$$T_{\text{пр}} = N/Q_{\text{пр}} \approx 6600/49 = 134,69 \text{ год.} \quad (5.2)$$

Економія часу становить:

$$\Delta T = T_b - T_{\text{пр}} \approx 157,14 - 134,69 = 22,45 \text{ год/рік.} \quad (5.3)$$

Це означає, що за рахунок більш раціональної кінематики та поворотного захвата навантажувач із електроприводом виконує той самий обсяг робіт приблизно на 17 % швидше.

5.3 Розрахунок експлуатаційних витрат

Витрати на паливо:

для базового варіанта:

$$G_b = g \cdot T_b = 1,5 \cdot 157,14 = 235,7 \text{ л}, \quad (5.4)$$

для проєктного варіанта:

$$G_{пр} = g \cdot T_{пр} = 1,5 \cdot 134,69 = 202 \text{ л}. \quad (5.5)$$

Економія палива за сезон:

$$\Delta G = G_b - G_{пр} = 235,7 - 202 = 33,7 \text{ л}. \quad (5.6)$$

За ціни палива $C_{п}=50$ грн/кг отримаємо економію коштів:

$$E_{пал} = \Delta G \cdot C_{п} = 33,7 \cdot 50 = 1685 \text{ грн/рік} \quad (5.7)$$

Витрати на оплату праці

базовий варіант:

$$C_{зп,б} = T_b \cdot C_{год} = 157,14 \cdot 120 = 18856,8 \text{ грн} \quad (5.8)$$

проєктний варіант:

$$C_{зп,пр} = T_{пр} \cdot C_{год} = 134,69 \cdot 120 = 16162,8 \text{ грн}. \quad (5.9)$$

Економія на заробітній платі:

$$E_{зп} = C_{зп,б} - C_{зп,пр} = 18856,8 - 16162,8 = 2694 \text{ грн/рік.} \quad (5.10)$$

Сумарна економія прямих експлуатаційних витрат (паливо + оплата праці):

$$E_{експл} = E_{пал} + E_{зп} = 1685 + 2694 = 4379 \text{ грн/рік.} \quad (5.11)$$

5.4 Оцінка зменшення втрат продукції

Найвагомішим чинником економічної ефективності є зниження втрат овочевої продукції за рахунок делікатнішої роботи кліщового поворотного захвата, плавніших траєкторій руху та можливості точно орієнтувати мішок у просторі.

Прийmemo, що: у базовому варіанті навантажувача втрати від механічних пошкоджень, розривів сіток, ударів об борта кузова становлять близько $Q_{вб}=3,8\%$ від маси продукції; у проєктному варіанті, завдяки оптимізованим режимам захоплення й укладання, ці втрати знижуються до близько $Q_{вп}=2,5\%$.

Загальна вартість продукції, що проходить через навантажувач за сезон:

$$C_{прод} = N \cdot C_{міш} = 6\,600 \cdot 300 = 1\,980\,000 \text{ грн.} \quad (5.12)$$

Втрати продукції:

- для базового варіанта:

$$L_{б} = Q_{вб} \cdot C_{прод} = 0,038 \cdot 1\,980\,000 = 75\,240 \text{ грн,} \quad (5.13)$$

- для проєктного варіанта:

$$L_{пр} = Q_{вп} \cdot C_{прод} = 0,025 \cdot 1\,980\,000 = 49\,500 \text{ грн.} \quad (5.14)$$

Економія за рахунок зниження втрат продукції:

$$E_{\text{втр}} = L_{\text{б}} - L_{\text{пр}} = 75240 - 49500 = 25740 \text{ грн/рік} \quad (5.15)$$

Цей показник суттєво переважає економію на паливі та заробітній платі й визначає головний економічний ефект від переходу на проектний варіант.

5.5 Інтегральний економічний ефект та термін окупності

Загальний річний економічний ефект від упровадження навантажувача з електроциліндрами та поворотним захватом становить:

$$E_{\text{річн}} = E_{\text{експл}} + E_{\text{втр}} = 4379 + 25740 = 30119 \text{ грн/рік.} \quad (5.16)$$

Додаткові капітальні витрати на проектний варіант відносно базового становлять:

$$\Delta K = C_{\text{нп}} - C_{\text{нб}} = 109500 - 94500 = 15000 \text{ грн.} \quad (5.17)$$

Тоді термін окупності:

$$T_{\text{ок}} = \frac{E_{\text{річн}}}{\Delta K} = \frac{15\,000}{30119} = 0,5 \text{ року,} \quad (5.18)$$

що відповідає приблизно 6 місяцям роботи за прийнятого річного обсягу навантаження. Навіть у разі зменшення сезону або часткового завантаження техніки термін окупності залишатиметься меншим за один рік, що свідчить про високий рівень економічної доцільності модернізації. Зведемо результати розрахунків в таблицю 5.2.

Таблиця 5.2 – Техніко-економічні показники

Показник	Базовий варіант	Проектний варіант	Порів. (+/-)
Конструктивні особливості	Навантажувач з використанням гідроциліндрів	Навантажувач з використанням електроциліндрів + поворотний захват	-
Вартість навантажувача, грн	94 500	109 500	+15 000
Продуктивність, мішків/год	42	49	+7
Час роботи за сезон, год	157,14	134,69	-22,45
Річна витрата палива, кг	235,7	202,0	-33,7
Витрати на паливо, грн/рік	11 785	10 100	-1 685
Витрати на оплату праці, грн/рік	18 856,8	16 162,8	-2 694
Загальні експлуатаційні витрати (паливо + ЗП), грн/рік	30 641,8	26 262,8	-4 379
Втрати продукції, грн/рік	75 240	49 500	-25 740
Загальний річний економічний ефект, грн/рік	30 119		
Додаткові капітальні витрати, грн	15 000		
Термін окупності, років	0,5		

5.6 Висновки

Порівняльний аналіз базового та проектного варіантів навантажувача м'якої тари показав суттєві переваги модернізованої конструкції, оснащеної триподним маніпулятором на електроциліндрах та поворотним кліщовим захватом. Завдяки підвищеній точності позиціонування, зменшенню холостих переміщень і м'якшому формуванню траєкторій проектний варіант забезпечує зростання продуктивності на 17 % та помітне зниження пошкоджуваності продукції — з 3,8 % до 2,5 %. Економічні розрахунки підтвердили, що найбільший ефект досягається за рахунок зменшення втрат овочів під час навантаження, що приносить понад 25 тис. грн економії на сезон. Сумарний річний ефект становить близько 30 тис. грн, що дає змогу повністю компенсувати додаткові капітальні витрати менше ніж за один сезон роботи. Таким чином, застосування електромеханічного маніпулятора з поворотним захватом є технічно та економічно доцільним і забезпечує значне підвищення ефективності навантажувальних процесів у фермерському господарстві.

ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

У виконаній роботі проведено комплексне дослідження та розробку навантажувача м'якої тари на базі самохідного шасі Т-16М із застосуванням паралелограмного механізму, просторового триподного маніпулятора та кліщового поворотного захвату. Отримані результати підтверджують ефективність запропонованих конструктивних рішень та їх переваги над традиційними схемами погрузочно-транспортного обладнання.

На основі аналітичного огляду встановлено, що більшість існуючих навантажувачів орієнтовані на роботу з жорсткою тарою та не забезпечують необхідної точності при роботі з овочевими сітками. Проаналізовані конструкції стрілових та маніпуляторних механізмів дозволили обґрунтувати вибір триподної структури та використання електроциліндрів як приводу високої точності.

Виконано математичне моделювання робочої зони, силових взаємодій і кінематичних характеристик навантажувача. Отримані залежності підтвердили, що трипод забезпечує просторову досяжність точки захвату в межах, необхідних для повного обслуговування кузова Т-16М без перестановки шасі. Паралелограмний механізм з оптимізованими параметрами r , h та ходом гідроциліндра забезпечує стабільне положення платформи та мінімальні пікові навантаження. Розрахунок сил у кліщовому захваті показав, що оптимальна довжина важеля $b = 0,27\text{--}0,33$ м забезпечує утримуюче зусилля 200–300 Н без ризику пошкодження овочів.

Проведено перевірку робочої зони маніпулятора, силових навантажень у паралелограмі та ефективності поворотного кліщового захвату. Встановлено, що відхилення фактичної зони обслуговування від теоретичної не перевищує 3–6 %. Силові випробування підтвердили відповідність реальних значень залежності $P(\varphi)$ теоретичним моделям, а робота захвату виявила високу стабільність утримання мішків без ковзання та роздавлювання продукції. Можливість

повороту захвата значно підвищила точність укладання сіток у кузов та усунула потребу в додаткових маневрах шасі.

Визначено комплекс вимог щодо безпечної експлуатації навантажувача, особливу увагу приділено гідросистемі, електроприводам і ризикам втрати стійкості. Розроблені рекомендації забезпечують мінімізацію виробничих ризиків під час виконання навантажувальних операцій.

Встановлено, що проєктний варіант навантажувача має суттєві переваги над базовим: продуктивність збільшується з 42 до 49 мішків/год, втрати овочів зменшуються з 3,8 % до 2,5 %, а сумарна економія становить понад 30 тис. грн на рік. Додаткові інвестиції окупуються протягом одного сезону ($\approx 0,5$ року), що підтверджує доцільність модернізації.

Розроблений навантажувач демонструє високі технічні, експлуатаційні та економічні показники. Поєднання електромеханічного триподного маніпулятора з поворотним захватом забезпечує точність, делікатність, адаптивність та енергоефективність процесу навантаження овочевої продукції. Отримані результати доводять, що впровадження проєктного варіанту дозволяє підвищити ефективність роботи фермерських господарств, знизити втрати продукції та покращити загальні технологічні показники системи навантаження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ушкаренко В. О., Медведєв В. В., Надикто В. Т. Механізація та автоматизація технологічних процесів у рослинництві. – Херсон: Олді-Плюс, 2020. – 356 с.
2. Лобач О. М., Кулачок В. І. Післязбиральна обробка та механізація овочівництва. – Київ: НАУ, 2021. – 248 с.
3. Дніпропетровська обласна військова адміністрація. Дніпропетровщина в лідерах зі збору овочів у 2023 році. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://dia.dp.gov.ua/dnipropetrovshhina-v-liderax-zi-zboru-ovochiv-u-2023-roci/>
4. Mechanization of Vegetable Production / J. McPhee, H. H. Pedersen, J. Mitchell. – CRC Press, 2018.
5. USDA Economic Research Service. Adjusting to Higher Labor Costs in Selected U.S. Fresh Fruit and Vegetable Industries (EIB-235). Washington, D.C.: U.S. Department of Agriculture, 2022.
6. Food and Agriculture Organization of the United Nations (FAO). Ukraine: rural communities need immediate support to plant and produce food amid ongoing war. – Kyiv, 2 June 2025. – [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.fao.org/newsroom/detail/ukraine--rural-communities-need-immediate-support-to-plant-and-produce-food-amid-ongoing-war/en>.
7. Фронтальный погрузчик T241. <https://www.metalfach.com.pl/ua/produkty/pogruzchiki/frontalnyj-pogruzchik-t241/>
- 8.. Телескопічний навантажувач Bobcat TL38.70HF. <https://alfatech.com.ua/product/bobcat-tl38-70hf-80481>
9. Фронтальні навантажувачі. https://ats.in.ua/storage/tb-products_tree.files/2022/08/10/1660124569_frontendni-navantazhuvachi-claas-compressed.pdf

10. Організація виконання вантажних операцій: Конспект лекцій / А.М. Котенко, А.О. Ковальов, Д.І. Мкртичян, А.Л. Обухова. – Харків: УкрДАЗТ, 2014. – 103 с
11. Навантажувач ПМШ-025 на Т-16. Режим доступу: <https://technoimpex.com.ua/index.php?route=information/news/news&news>
12. Вікович І. А. Транспортні навантажувально-розвантажувальні засоби. Підручник. Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2018. 680 с.
13. Причіпи тракторні самоскидні ПТС: https://hydromarket.com.ua/ua/p975997019-pritsep-traktornyj_samosvalnyj.html
14. Підйомно-транспортні машини : А. С. Кобець та ін. Дніпропетровськ : Вид-во ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2014. – 218 с.
15. Самохідні шасі Т-16, 16МГ, СШ-2540. Режим доступу: <https://technoimpex.com.ua/shassi-t-16/>
16. Петров В. Д., Жданов О. Л., Мацей Р. Р. Дослідження навантажувально-розвантажувальних пристроїв спеціальних автотранспортних засобів сільськогосподарського призначення // Аграрний вісник Причорномор'я. – 2021. – Вип. 98. С. 32-41.
17. Слободянюк О. В. Механіка : підручник. – Київ : Видавничо-поліграфічний центр «Київський університет», 2016. – 478 с.
18. Авотін С. С., Рохманов М. Я. Теоретична механіка : навч. посіб. – Харків : Харківський національний аграрний університет ім. В. В. Докучаєва, 2020. – 77 с.
19. Федорченко А. М. Теоретична фізика. Т. 1. Класична механіка і електродинаміка / А. М. Федорченко. – К. : Вища шк., 1993.
20. Киттель Ч. Берклиевский курс физики. Т. 1. Механика / Ч. Киттель, В. Найт, М. Рудерман. – М. : Наука, 1983.
21. Бровкін, В. П., Ковальов, В. О. Дослідження параметрів підйомно-поворотних механізмів навантажувачів. Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – 2017. – № 176. – С. 45–52.

22. Кириченко, І. О. Механіка контактної взаємодії в захватних пристроях машин. Збірник наукових праць НУБіП. – 2019. – № 3 (41). – С. 112–118.
23. Сидоренко, В. М. Аналіз важільних захватних механізмів для роботи з тарою та вантажами малої жорсткості. Техніка АПК. – 2020. – № 4. – С. 27–33.
24. Адлер Ю.П., Маркова Є.В., Грановський Ю.В. Планування експерименту під час пошуку оптимальних умов. М: Наука. 1976. 280 с.
25. Надикто В.Т. Основи наукових досліджень. Херсон: ОЛДІ-ПЛЮС. 2019. 268 с.
26. НПАОП 40.1-1.21-98. Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів. – К.: Держнаглядохоронпраці України, 1998. – 122 с.
27. НПАОП 0.00-1.15-07. Правила охорони праці при експлуатації сільськогосподарських машин. – К.: Держгірпромнагляд України, 2007. – 86 с.
28. ДСН 3.3.6.042-99. Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку. – К.: МОЗ України, 1999. – 38 с.
29. Основи охорони праці: підручник. / К. Н. Ткачук, М. О. Халімовський, В. В. Зацарний та ін. – К.: Основа, 2006. – 448 с.
30. Черниш С.С.. Економічний аналіз. - К: видавничий центр учбової літератури, 2010. – 313 с.

ДОДАТКИ

Додаток А

Вихідні дані для розрахунку навантажувача

№ з/п	Параметр	Один.	Значення
1	2	3	4
1	Тип базового шасі	–	Т-16М
2	Номінальна вантажопідйомність	кг	100
3	Діапазон маси одного мішка	кг	20–40 (до 80 в запасі)
4	Маса навантажувача	кг	195
5	Максимальна висота підйому захвата	мм	2290
6	Робочий діапазон координати X	мм	–950...+3050 (експерим.)
7	Робочий діапазон координати Y	мм	–700...+690
8	Робочий діапазон координати Z	мм	0...2250
9	Радіус кривошипа паралелограмного механізму	мм	160 (прийнято)
10	Міжосьова відстань у паралелограмі	мм	506 (прийнято)
11	Хід штока силового гідроциліндра стріли	мм	360–530
12	Тип гідроциліндра стріли	–	80.40.530, двосторонньої дії
13	Гідронасос	–	НШ-10
14	Гідророзподільник	–	Р80 3/1-22
15	Потужність гідроприводу	кВт	1,8
16	Тип маніпулятора	–	Трипод з електроциліндрами
17	Тип електроприводів трипода	–	Лінійні електродвигуни (електроциліндри VEVOR 6000N, 12 В)
18	Напруга живлення електроприводів	В	12
19	Максимальний споживаний струм одного електроциліндра	А	7,8
20	Діапазон довжини важеля захвата	м	0,27–0,33
21	Діапазон утримуючої сили захвата	Н	200–300
22	Кут роботи лап, критична зона	град	20–25
1	2	3	4

23	Продуктивність навантаження	мішки в/год	49
24	Кількість мішків за сезон	шт	6600
25	Середня ціна одного мішка (30 кг)	грн/шт т	300
26	Рівень травмування продукції	%	2,5
27	Годинна витрата палива	кг/год	1,5
28	Ціна палива	грн/кг	50
29	Годинна оплата праці оператора	грн/год д	120
30	Час роботи за сезон	год	134,69
31	Вартість навантажувача	грн	109 500
32	Сумарна річна економія (паливо + ЗП + втрати продукції)	грн/рі к	30 119
33	Термін окупності проєктного варіанта	років	≈0,5

Додаток Б

Результати теоретичних досліджень силової характеристики захвату

b, м	β , град	P, Н
1	2	3
0.270	0.0	300.0
0.270	10.0	283.3
0.270	20.0	266.7
0.270	30.0	250.0
0.270	40.0	233.3
0.270	50.0	216.7
0.270	60.0	200.0
0.280	0.0	283.3
0.280	10.0	266.7
0.280	20.0	250.0
0.280	30.0	233.3
0.280	40.0	216.7
0.280	50.0	200.0
0.280	60.0	183.3
0.290	0.0	266.7
0.290	10.0	250.0
0.290	20.0	233.3
0.290	30.0	216.7
0.290	40.0	200.0
0.290	50.0	183.3
0.290	60.0	166.7
0.300	0.0	250.0
0.300	10.0	233.3
0.300	20.0	216.7
0.300	30.0	200.0
1	2	3

0.300	40.0	183.3
0.300	50.0	166.7
0.300	60.0	150.0
0.310	0.0	233.3
0.310	10.0	216.7
0.310	20.0	200.0
0.310	30.0	183.3
0.310	40.0	166.7
0.310	50.0	150.0
0.310	60.0	133.3
0.320	0.0	216.7
0.320	10.0	200.0
0.320	20.0	183.3
0.320	30.0	166.7
0.320	40.0	150.0
0.320	50.0	133.3
0.320	60.0	116.7
0.330	0.0	200.0
0.330	10.0	183.3
0.330	20.0	166.7
0.330	30.0	150.0
0.330	40.0	133.3
0.330	50.0	116.7
0.330	60.0	100.0

Додаток В

Результати дослідження силових навантажень у паралелограмному механізмі

Кут стріли φ , °	Стан навантаження	Тиск у гідроциліндрі, МПа	Осьове зусилля, кН
20	Без вантажу	3.2	3.5
20	20 кг	3.8	4.0
20	40 кг	4.5	5.2
30	Без вантажу	2.9	3.2
30	20 кг	3.6	4.1
30	40 кг	4.4	5.0
45	Без вантажу	2.4	2.7
45	20 кг	3.0	3.4
45	40 кг	3.9	4.6
60	Без вантажу	2.0	2.2
60	20 кг	2.6	3.0
60	40 кг	3.3	3.9
75	Без вантажу	1.7	1.9
75	20 кг	2.2	2.5
75	40 кг	2.8	3.4
90	Без вантажу	1.5	1.7
90	20 кг	1.9	2.2
90	40 кг	2.5	3.0

Результати експериментальних досліджень кліщового захвату

Довжина важеля b , м	Кут розкриття φ , °	Маса мішка, кг	Утримуюче зусилля, Н	Примітки
0.27	25–35	20	180–200	Стійке утримання, ковзання відсутнє
0.3	25–40	30	230–260	Деформація не спостерігається
0.33	30–45	40	260–300	Утримання стабільне
0.27	20–25	30	200–230	Тенденція до провертання