

Центральноукраїнський національний технічний університет
Агротехнічний факультет
Кафедра сільськогосподарського машинобудування

“Допущено до захисту”
зав. кафедрою СГМ
к.т.н., професор
_____ Олексій ВАСИЛЬКОВСЬКИЙ
“ ____ ” _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:

"Удосконалення навантажувача сільськогосподарських матеріалів з
розробкою фрези та приймального транспортера"

Виконав здобувач вищої освіти IV курсу,
групи ГМ-221
ОПП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
_____ Кумпан Дмитро Вікторович
« ____ » _____ 2025 р.

Керівник проекту
доцент, канд.техн.наук

_____ 2025 р.
Рецензент _____

У кваліфікаційній роботі розглянуто проблему механізації навантажувально-розвантажувальних робіт у сільському господарстві та запропоновано шляхи її вирішення шляхом удосконалення конструкції навантажувача. Проведено аналіз існуючих моделей навантажувальної техніки, визначено їх переваги та недоліки.

Основна увага приділена розробці вдосконаленої конструкції навантажувача, що дозволяє підвищити його продуктивність, енергоефективність і універсальність. Запропоновано оптимізацію робочих органів, зокрема фрези та транспортерів, що сприяє збільшенню продуктивності до 250 т/год. Впровадження транспортерної стрічки замість ланцюгового механізму дозволило зменшити тертя, підвищити надійність та знизити експлуатаційні витрати.

У ході роботи виконано технологічні, кінематичні та силові розрахунки, що підтвердили ефективність удосконаленої конструкції. Оцінено економічну доцільність модернізації, яка полягає у зниженні витрат на обслуговування та підвищенні рентабельності використання навантажувача.

Результати дослідження можуть бути використані в сільськогосподарському машинобудуванні для подальшого розвитку механізованих засобів навантаження та транспортування різних матеріалів.

високопродуктивний навантажувач, фрезерний барабан, фреза, лопать, завантажувальний транспортер

The qualification work examines the problem of mechanizing loading and unloading operations in agriculture and proposes solutions by improving the loader's design. An analysis of existing loader models has been conducted, identifying their advantages and disadvantages.

The main focus is on developing an improved loader design that enhances productivity, energy efficiency, and versatility. The proposed optimization of working components, particularly the milling cutter and conveyors, increases productivity up to 250 tons per hour. Replacing the chain mechanism with a conveyor belt has reduced friction, improved reliability, and lowered operating costs.

Technological, kinematic, and force calculations have been carried out, confirming the effectiveness of the improved design. The economic feasibility of modernization has been assessed, demonstrating reduced maintenance costs and increased loader profitability.

The research findings can be applied in agricultural machinery manufacturing to further develop mechanized loading and transportation equipment for various materials.

high-performance loader, milling drum, milling cutter, blade, loading conveyor

ЗМІСТ

	Стор.
1. ВСТУП	4
2. СТАН ПИТАННЯ ПРО МАШИНУ, ЯКА ПІДЛЯГАЄ МОДЕРНІЗАЦІЇ	6
2.1. Агротехнічні вимоги до навантажувачів сільськогосподарських матеріалів	6
2.2. Опис будови та роботи машин аналогічного призначення	8
2.3. Опис об'єкту розробки	14
3. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА	18
3.1. Технологічні розрахунки	18
3.2. Кінематичний розрахунок приводу шнека фрезерного барабана .	25
3.3. Силовий аналіз механізмів навантажувача	29
3.4. Енергетичний розрахунок	32
3.5. Розрахунок на міцність стрічки завантажувального транспортера	35
3.6. Висновки по розділу	38
4. ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	40
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	42
Додатки	44

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

1. ВСТУП

Навантажувально-розвантажувальні процеси є одними з найбільш енергоємних у сільськогосподарському виробництві. Вони вимагають значних трудових і енергетичних витрат, особливо при роботі з великими обсягами матеріалів. Розвиток механізації цих процесів є важливим напрямком у підвищенні ефективності аграрного сектору, оскільки використання сучасних технічних засобів дозволяє не лише підвищити продуктивність транспортних операцій, а й значно зменшити собівартість перевезень та залежність від ручної праці.

Однією з основних проблем, що ускладнює механізацію навантажувально-розвантажувальних робіт у сільському господарстві, є розосередженість місць навантаження та вивантаження. Це можуть бути поля, тік, склади, ферми, переробні підприємства тощо. Крім того, умови транспортування та навантаження часто є нестабільними, особливо в польових умовах, де можуть виникати труднощі через нерівні дороги, погодні умови або обмежений простір для маневрування техніки. Саме тому при виборі механізмів для навантаження та розвантаження сільськогосподарських вантажів необхідно враховувати їхню мобільність, енергоефективність, продуктивність і здатність працювати в різних умовах.

Сільське господарство оперує великою кількістю різноманітних вантажів, що відрізняються фізико-механічними властивостями: зерно, мінеральні та органічні добрива, корми, силос, сіно, солома, щебінь, ґрунт тощо. Всі ці матеріали мають різні характеристики, що впливає на вибір обладнання для їхнього транспортування та завантаження. Наприклад, сипучі матеріали потребують одних типів навантажувачів, тоді як тюки сіна або рулони соломи — зовсім інших. Крім того, строки виконання навантажувальних робіт у сільському

					КР 00.000 ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Удосконалення навантажувача сільськогосподарських матеріалів з розробкою фрези та транспортера			Літера	Аркуш	Аркушів	
Розроб.	Кумпан									4	43
Перевір.											
Н. контр.											
Затв.											
					ЦНТУ, гр. ГМ(СМ)-21						

господарстві зазвичай дуже стислі, що зумовлює необхідність використання високопродуктивних машин, здатних швидко і якісно виконувати поставлені завдання.

Аналіз літературних джерел показує, що на сучасному ринку представлена велика кількість моделей навантажувальної техніки. Виробники машинобудівної галузі пропонують широкий асортимент навантажувачів, що комплектуються змінними робочими органами, які можна швидко замінювати залежно від типу вантажу. Однак, незважаючи на широкий вибір, все ще існує потреба у високопродуктивних універсальних навантажувачах, які б могли ефективно працювати в різних умовах і з різними матеріалами, забезпечуючи максимальну продуктивність при мінімальних витратах пального та людських ресурсів.

Розширення функціональних можливостей навантажувача дозволить вирішити низку важливих завдань, пов'язаних із сільськогосподарськими перевезеннями. Зокрема, використання універсального навантажувача в господарствах дасть змогу:

- зменшити витрати праці завдяки автоматизації навантажувальних процесів;
- скоротити витрати пального та енергоресурсів шляхом використання більш ефективного обладнання;
- покращити продуктивність транспортних засобів завдяки швидкому та рівномірному завантаженню;
- запобігти пошкодженню транспортних засобів, оскільки навантажувач ТОВ «Уманьферммаш» забезпечує рівномірну подачу матеріалів і руйнує великі грудки добрив.

Таким чином, удосконалення навантажувача сприятиме розширенню його сфери застосування, підвищенню ефективності виконання навантажувально-розвантажувальних робіт у сільському господарстві та загальному зниженню витрат аграрних підприємств. Використання універсальних високопродуктивних машин, здатних адаптуватися до різних умов експлуатації, є одним із ключових напрямків розвитку сучасної аграрної техніки.

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

2. СТАН ПИТАННЯ ПРО МАШИНУ, ЯКА ПІДЛЯГАЄ МОДЕРНІЗАЦІЇ

2.1. Агротехнічні вимоги до навантажувачів сільськогосподарських матеріалів.

Агротехнічні вимоги до навантажувачів сільськогосподарських матеріалів спрямовані на забезпечення ефективної та безпечної роботи, мінімізацію негативного впливу на продукцію, ґрунт і довкілля.

Навантажувачі, що використовуються в сільському господарстві, повинні відповідати певним агротехнічним вимогам, що забезпечують ефективну, безпечну та економічно вигідну роботу.

Продуктивність – повинні забезпечувати високу швидкість та точність навантаження/розвантаження. Універсальність – можливість роботи з різними типами матеріалів (зерно, силос, добрива, корми, гній тощо). Можливість агрегування – сумісність із різними тракторами, причепами та іншими транспортними засобами.

Міцність та довговічність – зносостійкість конструктивних елементів, особливо робочих органів. Стійкість та безпека – низький центр тяжіння, стійкість на нерівних поверхнях. Маневреність – мінімальний радіус повороту для роботи в обмежених просторах (ангари, склади, ферми). Гнучкість конструкції – можливість зміни робочих органів (ковш, вила, захвати).

Простота в обслуговуванні – легкість у заміні мастильних матеріалів, технічному огляді. Економічність – низьке споживання пального або електроенергії. Захист від забруднень – надійна робота в умовах пилу, бруду та вологи.

Мінімальне пошкодження продукції – особливо важливо при навантаженні зерна, фруктів, овочів. Збереження ґрунтової структури – тиск на ґрунт повинен бути мінімальним для уникнення ущільнення. Відповідність сезонним умовам – можливість роботи в різних кліматичних умовах (морозостійкість, захист від перегріву).

Низький рівень викидів – відповідність екологічним нормам щодо вихлопних газів. Шумозахист – мінімальний рівень шуму при роботі в закритих

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

приміщеннях. Безпечність для оператора – зручне керування, система захисту від перевантаження, хороша оглядовість.

Навантажувачі повинні забезпечувати дбайливе транспортування та перевантаження продукції без її пошкодження:

- зерно: мінімальне дроблення та пиловиділення при навантаженні;
- овочі та фрукти: використання спеціальних захватів і м'яких контейнерів для зменшення механічних пошкоджень;
- корма (силос, сіно, комбікорми): рівномірне завантаження без утворення грудок і ущільнень;
- добрива та насіння: точне дозування та відсутність втрат при транспортуванні.

Робота навантажувача не повинна погіршувати структуру ґрунту або завдавати шкоди агроландшафту:

Зменшення ущільнення ґрунту – низький питомий тиск на поверхню (збільшена площа контакту шин або гусеничний хід), використання спеціальних шин із низьким тиском.

Зниження ерозії ґрунту – використання навантажувачів із малим впливом на верхній шар ґрунту, забезпечення стабільності роботи на похилих ділянках.

Ефективність роботи в польових та складських умовах – адаптація до кліматичних умов, стійкість до перепадів температур (від -30°C до $+40^{\circ}\text{C}$), можливість роботи на засніжених або заболочених ділянках.

Універсальність застосування – сумісність із різними типами навісного обладнання (ковші, вила, захвати для рулонів сіна, грейфери). Агрегаткування з різними моделями тракторів та інших транспортних засобів.

Висока швидкість навантаження та вивантаження без втрат продукції. Автоматизація процесів (використання гідравлічних та електронних систем керування).

Безпека оператора та оточуючих – система аварійного відключення. Обмеження рівня шуму та вібрації для комфортної роботи оператора. Анतिकовзкі покриття для роботи у вологих умовах.

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

- ковші будівельні – для транспортування піску, гравію тощо;
- ковші з захватом (універсальні) – забезпечують надійне захоплення матеріалу;
- захвати для круглих та квадратних тюків – ідеальні для роботи з сіном та соломою;
- відвали для снігу – дозволяють використовувати навантажувач взимку;
- кран-балка – для роботи з важкими вантажами;
- захват для лісу – зручний для транспортування колод;
- платформа, люлька – для виконання висотних робіт.

Переваги Manitou MLT-X 841-145 PS:

- потужність та надійність – двигун забезпечує високу продуктивність навіть у складних умовах;
- комфорт оператора – ергономічна кабіна з відмінною оглядовістю, низьким рівнем шуму та зручним керуванням;
- маневреність – компактні розміри та чотири керовані колеса дозволяють працювати у вузьких просторах;
- універсальність використання – можливість оснащення різними видами навісного обладнання;
- економічність – знижене споживання пального та оптимізовані витрати на обслуговування.

Недоліки Manitou MLT-X 841-145 PS у порівнянні з конкурентами:

- вища вартість у порівнянні з аналогами;
- не найкращий вибір для важких будівельних робіт – модель оптимізована саме під сільськогосподарські потреби;
- високі витрати на сервіс та запчастини – оригінальні комплектуючі Manitou можуть бути дорожчими за аналоги інших виробників;
- обмежена швидкість пересування – навантажувач не призначений для швидкого транспортування на великі відстані.

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

недостатньою для деяких типів робіт. Призначені для роботи лише з малопотужними тракторами, що звужує сферу їхнього застосування.

Навантажувач П-320 (рис. 2.3) призначений для завантаження різноманітних матеріалів, таких як мінеральні добрива, пісок, будівельне сміття, у транспортні засоби, змішувальні установки та машини для внесення добрив. Він також використовується для механізації складських робіт із тарованими та нетарованими вантажами та для виконання легких планувальних завдань.



Рисунок 2.3 – Загальний вигляд навантажувача фронтального П-320

Машина оснащується змінними робочими органами, включаючи ківш П-320-1 місткістю 0,15 м³, призначений для роботи з малосипучими та сипучими матеріалами з питомою вагою 10-15 кН/м³. Ківш має ширину захвату 1500 мм. Навантажувач агрегатується з тракторами класу 20 кН і забезпечує продуктивність до 9 т/год. Його номінальна вантажопідйомність становить 300 кН, робоча швидкість – до 9 км/год, а висота навантаження – до 2,4 м. Кут розвантаження ковша сягає 37 градусів.

Переваги навантажувача П-320 – універсальність – можливість роботи з різними типами вантажів та змінними робочими органами, забезпечує зручність

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

роботи у складських приміщеннях і на будівельних майданчиках, здатність переміщувати до 9 тонн вантажу за годину, агрегується з потужними тракторами, що забезпечує довговічність експлуатації, здатність працювати з навантаженнями до 300 кН.

Недоліки навантажувача П-320 – максимальна висота 2,4 м може бути недостатньою для деяких завдань, невеликий об'єм ковша – 0,15 м³ може бути недостатнім для великих обсягів робіт, обмежена швидкість роботи – 9 км/год може бути недостатнім для великих територій.

Навантажувач Mecalac AS700 (рис. 2.4) – це базова модель у професійній серії Boosterline від Mecalac.



Рисунок 2.4 – Загальний вигляд навантажувача Mecalac AS700

Його конструкція дозволяє збільшити підйомну силу на 30% у порівнянні з іншими навантажувачами цього класу, а моностріла розширює робочу зону між колесами на 32%. Завдяки високій стійкості та маневреності, Mecalac AS700 може одночасно рухатися вперед, коригувати траєкторію та змінювати положення стріли, що підвищує ефективність роботи.

Переваги – висока вантажопідйомність – на 30% більша, ніж у конкурентних моделей, розширена робоча зона – моностріла забезпечує додатковий простір для роботи, маневреність, стійкість.

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

Недоліки - базова модель – може не відповідати вимогам для важких навантажень, можлива складність в управлінні, висока вартість обслуговування.

Фронтальний навантажувач SEM 660D (рис. 2.5) – це багатофункціональна техніка, що широко використовується у складському господарстві, будівництві, кар’єрних розробках, лісозаготівлях та дорожньому будівництві. Він здатний виконувати землерийні роботи, здійснювати завантаження й розвантаження різних матеріалів, створювати насипи та вали. При необхідності, на коротких дистанціях, ковш можна використовувати для транспортування вантажів, а також застосовувати навантажувач як буксирний засіб. Ця техніка незамінна для розчищення територій та їх планування, а можливість встановлення додаткового обладнання значно розширює спектр виконуваних робіт.

Переваги – універсальність, висока продуктивність, можливість оснащення додатковими пристроями, витривалість та надійність, здатність транспортувати вантажі на короткі відстані.

Недоліки – великі габарити та вага, висока витрата пального, необхідність регулярного технічного обслуговування, обмежене застосування на м’яких та нестабільних ґрунтах.



Рисунок 2.5 – Загальний вигляд фронтального навантажувача SEM 660D

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

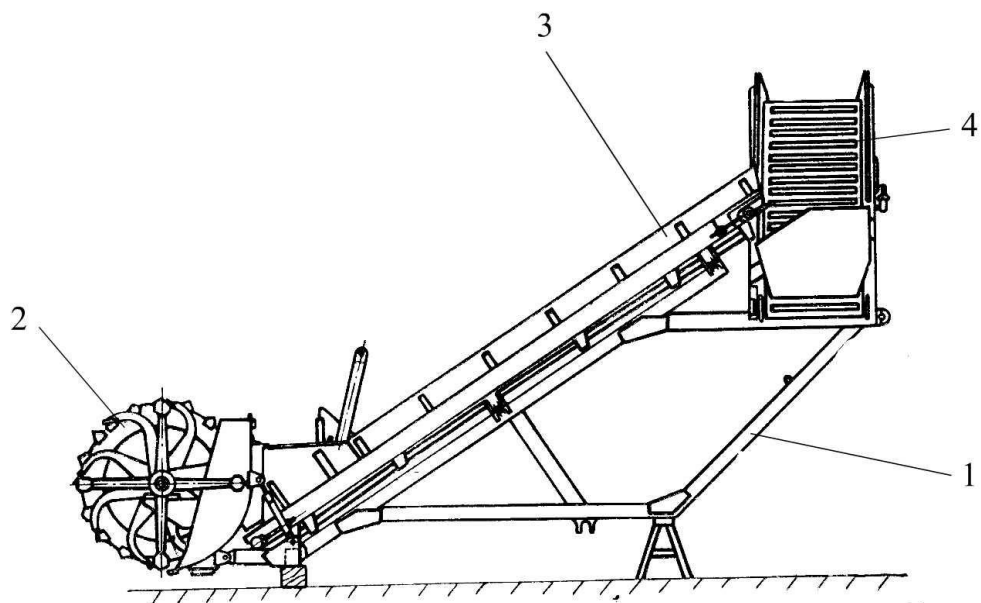


Рисунок 2.8 – Навантажувач виробництва ТОВ «Уманьферммаш»: 1 – рама навантажувача; 2 – фреза; 3, 4 – транспортери

Завантажувальний робочий орган 2 включає ківш і фрезу. Ківш кріпиться до рами за допомогою чотирьох пальців. На його нижній частині приварений ніж, що йде по всій довжині. До лівої та правої щоковини приварені кронштейни для підшипників фрези. Крім того, на правій щоковині приварені кронштейни для встановлення редуктора привода фрези. У лівій частині ковша є вікно для подачі маси на приймальний транспортер.

Фреза (рис. 2.9) має збірно-зварну конструкцію.

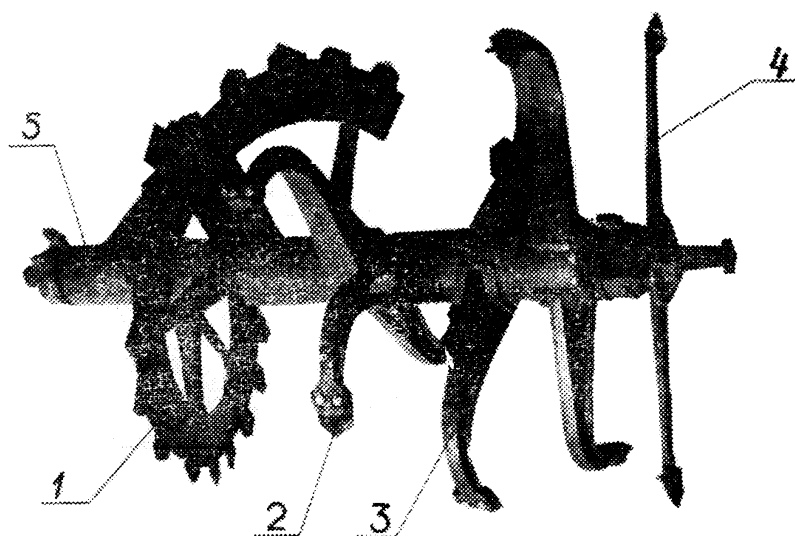


Рисунок 2.9 – Фреза навантажувача: 1 – шнекова частина; 2 – ріжучі ножі; 3 – лапи з ножами; 4 – відсікач матеріалу, який не навантажується; 5 – вал

Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР 00.000 ПЗ

Арк.

16

До валу 5 з одного боку приварений шнек 1, що подрібнює і подає масу до вікна в ковші. За шнеком розташовані лапи 3 з ножами 2, які підхоплюють масу, подрібнюють її і направляють на приймальний транспортер. З іншого боку фрези встановлений активний відсікач маси 4 у вигляді хрестовини з ножами.

Проведений аналіз конструкцій навантажувачів дозволив визначити мету кваліфікаційної роботи, яка полягає в наступному – збільшення продуктивності й універсальності високопродуктивного навантажувача різних матеріалів обґрунтуванням конструктивних параметрів фрези й транспортерів.

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

Якщо вважати, що об'єм матеріалу перед одним рядом лопатей до моменту розвантаження дорівнює певному значенню ΔV_m , тоді можна враховувати параметри, які впливають на швидкість і ефективність завантаження. Це включає характеристики матеріалу, таких як щільність та гранулометричний склад, а також конструктивні особливості самого завантажувального пристрою, наприклад, кут нахилу лопатей та їх геометричні розміри.

Такі характеристики дозволяють оптимізувати процес завантаження, забезпечуючи мінімальні витрати енергії та часу, що підвищує загальну ефективність роботи механізму.

$$\Delta V_m = \Delta V_c \cdot \rho, \quad (3.3)$$

де ΔV_c – простір між лопатями, які захоплюють матеріал і барабаном, м³;

ρ – коефіцієнт заповнення барабану.

$$\Delta V_m = \Delta V_l + \Delta V_{ш}, \quad (3.4)$$

де ΔV_l – обсяг матеріалу, що забирається самими лопатями, м³;

$\Delta V_{ш}$ – обсяг матеріалу, що подається шнеком до лопатей, м³.

Обсяги ΔV_m , ΔV_l , $\Delta V_{ш}$ – безпосередньо залежать від ширин розташування лопатей B , захвату пристрою L_n , і шнека $L_{ш}$

$$\frac{\Delta V_m}{L_n} = \frac{\Delta V_{ш}}{B} = \frac{\Delta V_l}{L_{ш}}, \quad (3.5)$$

де $L_n = B + L_{ш}$.

Залежність (3.5) є дійсною за умови, що матеріал, який завантажується, повністю захоплюється на всю ширину забірної робочого органа пристрою. Лопаті та шнек при поступальному русі навантажувача через бургт матеріалу протягом одного обертання, що відповідає певному куту захвату, відокремлюють від бурта певний об'єм матеріалу. Цей об'єм можна уявити як переріз матеріалу, площу якого в першому наближенні можна описати як паралелограм $ABCD$, (рис. 3.2).

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

У даному випадку, переріз можна розглядати як площу, яка утворена лініями, що проходять через точки захоплення матеріалу лопатями та шнеком. Зазначена площа є важливим параметром, оскільки вона впливає на розрахунки, що стосуються кількості матеріалу, який може бути відокремлений за один цикл обертання робочого органа.

Для визначення площі цього паралелограма використовують відповідну формулу, яка враховує геометричні характеристики руху робочих органів та їхній кут захвату. Таким чином, правильне уявлення про форму перерізу та точне визначення площі дає можливість обчислити об'єм матеріалу, що проходить через робочий орган за один цикл.

Загалом, це дозволяє оцінити ефективність роботи навантажувача, а також забезпечити точність у процесах завантаження та транспортування матеріалів.

$$S = \frac{h}{\sin\varphi} \cdot t, \quad (3.6)$$

де h – висота бурта з якого завантажують матеріал, м;

t – висота паралелограма $ABCD$ створеного матеріалом, м;

φ – кут природного укоосу, град.

Відстань AB паралелограма $ABCD$ є відстанню окопування лопаті, коли вона повертається на кут захвату α_3 . Обсяг призми матеріалу, що дорівнює величині ΔV_m визначиться за формулою

$$\Delta V_m = h \cdot M \cdot L_y, \quad (3.7)$$

де M – подача матеріалу, який завантажуються, м;

L_y – середнє значення ширини призми матеріалу, що проходить фреза в бурті матеріалу, що завантажуються, м.

Обсяг завантажувального барабана, що знаходиться сусідніми лопатями розміщеними на барабані визначиться за формулою

$$\Delta V_c = \pi B (R^2 - r_0^2) \frac{\alpha_1}{360^\circ},$$

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

$$\frac{Q}{L_n} = \frac{Q_{ш}}{L_{ш}}, \quad (3.10)$$

де Q – продуктивність навантажувача, який вдосконалюється, т/год;

$Q_{ш}$ – продуктивність шнека фрезерного барабана, т/год;

$L_{ш}$ – довжина шнека фрезерного барабана, м.

$$Q_{ш} = \frac{QL_{ш}}{L_n}.$$

Із (3.6) і (3.7), з урахуванням (3.8) отримаємо

$$h \cdot M \cdot M \cdot L_n = \pi B \frac{R^2 - r_0^2}{z} \rho. \quad (3.11)$$

Глибина заковування однієї лопаті

$$M = \frac{\pi B \rho (R^2 - r_0^2)}{z \cdot h \cdot L_n}. \quad (3.12)$$

Робоча швидкість фрезерного захоплюючого барабана V_n

$$V_n = M \cdot z \cdot n = \frac{\pi B \rho \cdot n (R^2 - r_0^2)}{h \cdot L_n}. \quad (3.13)$$

Так як лопаті пропонується встановлювати у два ряди, то глибина заковування фрезерного барабана

$$M = \frac{\pi B \rho (R^2 - r_0^2)}{2h \cdot L_n}. \quad (3.14)$$

В даному випадку продуктивність шнека фрезерного барабана визначиться за формулою

$$Q_{ш} = 60 \left(\frac{\pi R^2}{2} - \frac{\pi r_0^2}{2} \right) \cdot n \cdot T \rho_1, \quad (3.15)$$

де n – кількість обертів шнека фрезерного барабана, об/хв;

T – крок шнека фрезерного барабана, м;

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

ρ_1 – коефіцієнт заповнення фрезерного барабана;

R, r_0 – радіуси, відповідно зовнішній й початковий шнека фрезерного барабана, м.

Із (3.15) крок шнека фрезерного барабана

$$T = \frac{Q}{60 \cdot n \cdot \rho \left(\frac{\pi R^2}{2} - \frac{\pi r_0^2}{2} \right)}. \quad (3.16)$$

У результаті проведених заводських випробувань навантажувача з'ясувалося, що ножі на лапах мають обмежений термін експлуатації, що вимагає їх дуже частих заміन. Це значно підвищує витрати на обслуговування та знижує загальну ефективність роботи навантажувача. Тому в даній роботі запропоновано розробити двосторонні ножі, що дозволить значно підвищити їх термін служби та зменшити частоту замін, що в свою чергу позитивно вплине на економічну ефективність експлуатації навантажувача.

Базова конструкція навантажувача передбачає наявність приймального і вивантажувального транспортерів, що складаються з двох ланцюгів, на яких закріплені скребки. До складу конструкції також входять рама, ведучі та відомі вали, а також огороження. Однак для підвищення універсальності цього обладнання та для забезпечення можливості завантаження дрібносипких матеріалів, необхідно внести зміни в конструкцію рами та транспортерів. Це дозволить значно покращити їх працездатність та забезпечити ефективну роботу з різними типами матеріалів.

Для обґрунтування конструктивних змін транспортерів було проведено аналітичний та творчий етапи аналізу. Під час аналітичного етапу було визначено ряд недоліків базової конструкції, зокрема, високу матеріаломісткість, яка обумовлена необхідністю використання великої кількості матеріалів для виготовлення основних вузлів. Також у парі зірочка-ланцюг виникає значне тертя при попаданні дрібносипких матеріалів, що призводить до зношування елементів конструкції та потребує додаткових енергетичних витрат для роботи приводу.

Крім того, кріплення лотка до рами здійснюється за допомогою великої кількості болтів, що пояснюється високим навантаженням на лоток через вагу матеріалу, що транспортується. Це призводить до значного тертя між лотками та планкою, що переміщає матеріал.

На творчому етапі, з метою усунення зазначених недоліків, була запропонована заміна ланцюга, який виконує функцію переміщення матеріалу, на транспортерну стрічку. Це дозволить зменшити тертя та забезпечити більш плавну та ефективну роботу системи. Замість зірочок, які передавали крутний момент і перетворювали обертальний рух вала на прямолінійний рух ланцюга, пропонується використати вали, що дозволить знизити тертя та полегшити конструкцію. Для утримання матеріалу та запобігання його просипанню запропоновано використовувати бокові планки, що підвищить герметичність транспортувальної системи та знизить втрати матеріалу під час переміщення.

Що стосується параметрів навантажувача, ширина захвату ковша була розрахована з урахуванням вимог до забезпечення продуктивності на рівні 250 т/год. Для цього враховувалися об'ємна маса матеріалу, що завантажується (0,9 т/м³), середня висота бурта (1,5 м) та довжина проходу (15 м/год), що дозволяє задовольнити вимоги щодо ефективності роботи навантажувача при таких обсягах матеріалу. Розрахунок ширини захвату ковша здійснюється за спеціальною формулою 3.1, яка дозволяє точно визначити необхідні параметри для оптимальної роботи машини.

Загалом, запропоновані конструктивні зміни дозволяють підвищити ефективність роботи навантажувача, зменшити витрати на обслуговування та продовжити термін служби основних елементів. Використання транспортерної стрічки замість ланцюга та оптимізація конструкції транспортерів забезпечить не тільки кращу продуктивність, а й значно зменшить енергетичні витрати, що є важливим фактором для зниження експлуатаційних витрат.

Ширина фрезерного барабана

$$l = \frac{250}{1,5 \cdot 150 \cdot 0,9} = 1,23 \text{ м.}$$

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

З урахуванням широкої універсальності завантажувача приймаємо ширину фрезерного барабана - $l = 1,6$ м.

Визначаємо поступальну швидкість фрезерного барабана з коефіцієнтом заповнення – 0,1, кут відкосу – 40^0 , зовнішній радіус лопатевого фрезерного барабана – 0,7 м, внутрішній радіус – 0,219 м, кількість обертів фрезерного барабана – 0,9 об/с, глибина захвату – 0,82 м.

$$V_{\phi} = \frac{3,14 \cdot 0,7 \cdot 0,1 \cdot 0,9 (0,7^2 - 0,2^2)}{1,5 \cdot 2,4} = 0,025 \text{ м/с.}$$

Глибина заковування фрезерного барабана

$$M = \frac{3,14 \cdot 0,82 \cdot 0,15 (0,7^2 - 0,219^2)}{2 \cdot 1,5 \cdot 2,4} = 0,024 \text{ м.}$$

Крок шнека фрезерного барабана

$$T = \frac{250}{60 \cdot 40 \cdot 0,7 \left(\frac{3,14 \cdot 0,7^2}{2} - \frac{3,14 \cdot 0,219^2}{2} \right)} = 0,22 \text{ м.}$$

3.2. Кінематичний розрахунок приводу шнека фрезерного барабана.

Привод шнека фрезерного барабана відбувається через карданно-телескопічну передачу від ВВП трактора ($n = 533$ об/хв). Загальне передаточне число визначаємо за формулою

$$i_3 = \frac{n_{ВВП}}{n_{\phi}}, \quad (3.17)$$

де $n_{ВВП}$ – частота обертання ВВП трактора, об/хв;

n_{ϕ} – частота обертання фрезерного барабана, об/хв.

$$i_3 = \frac{533}{41} = 13.$$

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Оскільки фреза розташована попереду трактора, а вал відбору потужності (ВВП) знаходиться в його задній частині, необхідно передати крутний момент від ВВП до робочого органу, враховуючи конструктивні особливості машини.

З метою забезпечення ефективної та надійної передачі руху на першій ступені використовуємо ланцюгову передачу з передаточним числом $i = 1$, що дозволяє здійснити початкову передачу крутного моменту без значних втрат.

На другій ступені застосовуємо два карданно-телескопічні вали, які забезпечують гнучкість і компенсацію можливих зміщень або вібрацій під час роботи. Для захисту механізму від перевантажень встановлюємо запобіжну муфту, що запобігає пошкодженню елементів трансмісії в разі надмірного навантаження.

На третій ступені передача крутного моменту здійснюється через двоступінчастий конічний редуктор, який дозволяє змінити напрямок обертання та досягти необхідного передаточного відношення для забезпечення оптимальної роботи фрези.

Загалом проводимо розрахунок та розподіл передаточного відношення між ступенями, враховуючи робочі параметри та вимоги до ефективності передачі руху.

$$i_3 = i_I \cdot i_{II} \cdot i_{III}$$

Передаточне відношення першого та другого ступеня визначається наступним чином - $i_I = i_{II} = 1$. Виходячи з цього, приймаємо, що для досягнення необхідного передаточного відношення необхідно встановити редуктор відповідної конструкції, що забезпечить оптимальну передачу крутного моменту та зниження швидкості обертання $i_p = i_3 = 13$.

Для коректного проектування редуктора виконуємо розподіл загального передаточного відношення між ступенями, що дозволить рівномірно розподілити навантаження, забезпечити ефективність роботи механізму та відповідати вимогам експлуатації.

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

$$i_{зр} = i_{I_p} \cdot i_{II_p}, \quad (3.18)$$

де i_{I_p} – передаточне число (ступінь редуктора перша);

i_{II_p} – передаточне число (ступінь редуктора друга).

Для першої ступені редуктора вибираємо

$$z_{I_1} = 16, \quad z_{I_2} = 50.$$

Для другої ступені редуктора вибираємо

$$z_{II_1} = 17, \quad z_{II_2} = 73.$$

Звідки

$$i_{I_p} = \frac{50}{16} = 3,125; \quad i_{II_p} = \frac{73}{17} = 4,29.$$

Передаточне число редуктора

$$i_p = 3,125 \cdot 4,29 = 13,4.$$

Кількість обертів приводу шнека фрезерного барабана

$$n_{ф.д.} = \frac{n_{ВВП}}{i_p}. \quad (3.19)$$

$$n_{ф.д.} = \frac{533}{13,4} = 39,8 \text{ об/хв.}$$

Проведені обчислення показують, що фактична кількість обертів приводу шнека фрезерного барабана лише незначно відрізняється від розрахованого значення, отриманого в технологічній частині. Це свідчить про правильність вибору параметрів приводу та їх відповідність розрахунковим даним.

Детально аналізуємо частоту обертання кожного вала приводу шнека, щоб оцінити відповідність фактичних параметрів проектним. Це дозволить переконатися в коректності роботи механізму та в разі необхідності внести коригування для досягнення оптимальної продуктивності.

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

$$n_1 = n_2 = 533 \text{ об/хв.}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{I_p}} = \frac{533}{3,125} = 170,56 \text{ об/хв.}$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{III}} = \frac{170,56}{4,29} = 39,8 \text{ об/хв.}$$

Для привода транспортерів застосовуються гідравлічні двигуни, які встановлюються безпосередньо на вал приводного барабана, що забезпечує компактність конструкції та підвищену ефективність передачі обертального моменту.

У даному випадку вибираємо гідродвигун моделі МП-90, що має такі характеристики:

- частота обертання $n = 137$ об/хв,
- потужність $N = 16$ кВт.

Для подальших розрахунків необхідно визначити діаметр приводного барабана транспортера. Спочатку знайдемо кутову швидкість обертання барабана за формулою

$$\omega = \frac{\pi n}{30}.$$

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 137}{30} = 14,3 \text{ с}^{-1}.$$

Звідки визначимо діаметр барабана

$$D = \frac{2V_{\text{л}}}{\omega}. \quad (3.20)$$

$$D = \frac{2 \cdot 2,14}{14,3} = 0,299 \text{ м.}$$

На основі виконаних розрахунків приймаємо діаметр - $D = 300$ мм.

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

3.3. Силовий аналіз механізмів навантажувача.

Завантажувальний пристрій (фрезерний барабан), представлений на рисунку 3.3, складається з двох основних елементів – лап з ножами і шнека. Лапи виконують основну функцію підбирання матеріалу з бурта, тоді як шнек виконує допоміжну роль, підбираючи залишки та спрямовуючи їх до зони дії лап. Завдяки такій конструкції забезпечується ефективне завантаження матеріалу без значних втрат.

На кінцях лап встановлені ріжучі ножі, які розташовані по гвинтовій лінії. В боковій проекції вони рівномірно розподілені по колу, що сприяє зменшенню коливань опору під час різання маси. Це дозволяє оптимізувати процес завантаження та підвищити стабільність роботи пристрою.

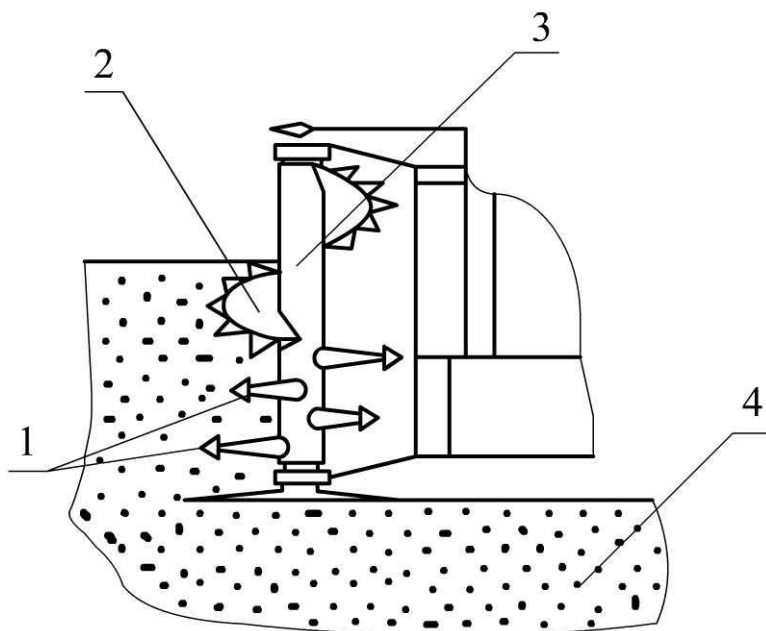


Рисунок 3.3 – Загальний вигляд завантажувального фрезерного барабана
1 – лапи з ножами; 2 – шнек; 3 – фрезерний барабан; 4 – бурт матеріалу, що завантажується

Згідно з попередніми розрахунками, для досягнення максимальної продуктивності навантажувача 250 т/год при висоті бурта $H = 1,5$ м ширина захвату повинна становити 1,2 м. Основна частина матеріалу (приблизно 1,0 м

захвату) підбирається лапами, а решта маси (0,2 м) надходить до шнека, який транспортує її до лап і далі на транспортер.

Розподіл продуктивності між лапами та шнеком приймається таким чином: лапи забезпечують захват і подачу близько 80% загальної маси матеріалу, що відповідає 200 т/год, а шнек обробляє залишкові 20% (50 т/год). Така схема дозволяє досягти рівномірного завантаження та зменшити навантаження на окремі елементи конструкції, підвищуючи їхню зносостійкість і довговічність.

Баланс потужності, необхідної для приводу робочого органа фрези, можна представити у вигляді наступного виразу

$$N = N_l = N_{ш}, \quad (3.21)$$

де N_l – потужність на здійснення різання лапами з ножами, кВт;

$N_{ш}$ – потужність на подавання зрізаної маси шнеком фрезерного барабана, кВт.

Потужність привод в рух лап фрезерного барабана визначимо за формулою

$$N_l = \frac{k_1 P}{270000 \cdot \eta_l}, \quad (3.22)$$

де k_1 – питомий опір закопуванню лап фрезерного барабана, кгс/см², ($k_1 = 11$ кгс/см²);

P – продуктивність навантажувача, м³/год;

η_l – ККД фрезерного барабана, (втрачається на тертя ножів по матеріалу, який завантажується, на тертя в підшипниках валу фрезерного барабана), $\eta_l = 0,7 \dots 0,8$. Вибираємо - $\eta_l = 0,8$.

Тоді продуктивність навантажувача можна визначити за формулою

$$P = \frac{Q}{\gamma},$$

де γ – об'ємна вага сільськогосподарських матеріалу, які будуть завантажуватися, т/м³, для гною - $\gamma = 0,9$ т/м³).

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

$$P = \frac{200}{0,9} = 222 \text{ м}^3/\text{год.}$$

$$N_{\text{л}} = \frac{11000 \cdot 222 \cdot 0,736}{270000 \cdot 0,8} = 8,3 \text{ кВт.}$$

Оскільки шнек фрезерного барабана забезпечує близько 20% продуктивності навантажувача, що складає приблизно 50 т/год, потужність, що витрачається на завантаження маси шнеком, становитиме $N_{\text{ш}} = 3$ кВт. Загальна потужність, що споживається приводом фрезерного барабана

$$N = 8,3 + 3 = 11,3 \text{ кВт.}$$

Тоді загальна потужність, прийнята для приводу робочих органів $N = 12$ кВт.

Крутний момент на валу завантажувального фрезерного барабана визначаємо на передачу потужності $N = 12$ кВт, за наступною формулою

$$M_{\text{кр}} = 9550 \frac{N}{n}, \quad (3.23)$$

де n – кількість обертів фрезерного барабана, об/хв, ($n = 54$ об/хв).

$$M_{\text{кр}} = 9550 \frac{12}{54} = 2122,2 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Потужність необхідна для приводу приймального транспортера

$$N = \frac{Q}{367} (LW + L'), \quad (3.24)$$

де Q – продуктивність приймального транспортера, т/год;

L – горизонтальна проекція приймального транспортера, м;

L' – вертикальна проекція завантажувального транспортера, м;

W – коефіцієнт, який визначає опір рухові завантажувального транспортера.

$$N = \frac{250}{367} (3,9 \cdot 1,2 + 2,25) = 4,4 \text{ кВт.}$$

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

3.4. Енергетичний розрахунок.

У базовому варіанті агрегату використовувався трактор класу 3,0, оснащений ходозменшувачем, що дозволяє забезпечити необхідні технічні характеристики та ефективність роботи. Ми приймаємо цей трактор і в удосконаленій версії агрегату, оскільки він відповідає вимогам для виконання поставлених завдань.

В рамках удосконалення агрегату необхідно здійснити коригування його складу, щоб врахувати зміни в експлуатаційних характеристиках та забезпечити максимальну ефективність роботи. Для цього буде проведено детальне техніко-економічне обґрунтування змін у складі агрегату.

Ми виконаємо розрахунки, щоб уточнити параметри нового складу агрегату, враховуючи технічні вимоги та параметри роботи. Важливим етапом є забезпечення того, щоб для стабільної та ефективної роботи агрегату були виконані всі необхідні умови, зокрема поєднання потужності трактора, швидкості роботи та специфікацій ходозменшувача. Це дозволить забезпечити оптимальне використання технічних можливостей, підвищити ефективність і знизити витрати на експлуатацію агрегату.

$$N_{np} < N_{ВВП}, \quad (3.25)$$

де N_{np} – потужність, яка витрачається на приведення в роботу механізмів навантажувача, кВт, враховуючи привод вивантажувального транспортера, приймаємо - $N_{np} = 15$ кВт;

$N_{ВВП}$ – максимальна потужність ВВП, яка може передатися під час руху агрегату, кВт.

Максимальну потужність ВВП, яка може передатися під час руху агрегату визначимо за формулою

$$N_{ВВП} = N_e \eta_{ВВП} - \frac{(R_{коч.тр.} + R_{коч.м}) V_p \cdot \eta_{ВВП}}{3,6 \eta_{тр} \cdot \eta_{\delta}}, \quad (3.26)$$

де N_e – величина ефективної потужності двигуна трактора, кВт, ($N_e = 62,2$ кВт);

$\eta_{ВВП}$ – коефіцієнт корисної дії ВВП, ($\eta_{ВВП} = 0,95$);

V_p – робоча швидкість руху навантажувача, км/год, ($V_p = 0,25$ км/год);

$\eta_{тр}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії трактора, ($\eta_{тр} = 0,93$);

η_{σ} – коефіцієнт пробуксовування, ($\eta_{\sigma} = 0,87$);

$R_{коч.тр.}$, $R_{коч.м.}$ – опір переміщення трактора з навантажувачем, кН.

Навантажувач безпосередньо причеплений до трактора, тому $R_{коч.тр.}$ визначаємо з урахуванням його маси.

$$R_{коч.тр.} = (Q_{тр.} + Q_m)(f + i), \quad (3.27)$$

де $Q_{тр.}$ – вага трактора, Н, ($Q_{тр.} = 64700$ Н);

Q_m – вага машини, Н, ($Q_m = 40000$ Н);

f – опір перекочуванню, ($f = 0,1$);

i – нахил ділянки, виділеної для роботи, ($i = 0,3$).

$$R_{коч.тр.} = (6470 + 4000)(0,1 + 0,3) = 4188 \text{ Н.}$$

$$N_{ВВП} = 62,2 \cdot 0,95 - \frac{4,188 \cdot 0,25 \cdot 0,95}{3,6 \cdot 0,93 \cdot 0,87} = 58,75 \text{ кВт.}$$

Звідки видно, що умова $N_{тр} < N_{ВВП}$ задовольняється $15 < 58,75$, тобто можна вважати, що агрегат скомплектований правильно і працюватиме задовільно.

Для перевірки раціональності комплектування навантажувального агрегату визначаємо коефіцієнт тягового зусилля трактора

$$\eta_{м.з.} = \frac{R_{agr.}}{P_{н.гак}}, \quad (3.28)$$

де $R_{agr.}$ – загальний опір універсального навантажувача, кН;

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

$P_{н.зак.}$ – тягове зусилля на гаку трактора, кН, ($P_{н.зак.} = 34,84$ кН);

$$R_{агр.} = R_{коч.тр.} + R_0, \quad (3.29)$$

де R_0 – опір, який додатково чинять робочі органи, кН.

$$R_0 = \frac{3600 \cdot N_{np} \cdot \eta_{mp}}{V_p \cdot \eta_6}, \quad (3.30)$$

$$R_0 = \frac{3600 \cdot 15 \cdot 0,95}{2,5 \cdot 0,87} = 23,6 \text{ кН.}$$

$$R_{агр.} = 4,188 + 23,60 = 27,8 \text{ кН}$$

$$\eta_{м.з.} = \frac{27,80}{34,84} = 0,8.$$

За визначеним коефіцієнтом використання тягового зусилля робимо висновок, що навантажувальний агрегат працюватиме ефективно.

Витрати палива навантажувальним агрегатом за зміну.

$$Q_{зм} = Q_p \cdot T_p + Q_x \cdot T_x + Q_z \cdot T_z, \quad (3.31)$$

де Q_p , Q_x , Q_z – витрата палива за годину робочого часу на виконання роботи, під час холостого руху й під час зупинок ($Q_p = 15,4$; $Q_x = 9,7$; $Q_z = 1,9$).

T_p , T_x , T_z – робочий час, час на холості рухи, час на зупинки, год.

$$T_p = T_{зм} \cdot \tau,$$

$T_{зм}$ – довжина робочої зміни, год, ($T_{зм} = 7$ год);

τ – коефіцієнт, який показує використання часу зміни.

$$T_p = 7 \cdot 0,8 = 5,6 \text{ год.}$$

$$T_x = T_z = \frac{T_{зм} - T_p}{2} = \frac{7 - 5,6}{2} = 0,7 \text{ год.}$$

Звідки

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

$$Q_{зм} = 15,4 \cdot 5,6 + 9,7 \cdot 0,7 + 1,9 \cdot 0,7 = 84,36 \text{ кг/зм.}$$

3.5. Розрахунок на міцність стрічки завантажувального транспортера.

Виходячи із умови на міцність необхідну кількість прокладок в транспортерній стрічці для забезпечення її не розривання визначимо за формулою

$$i = \frac{S_{\max} \cdot \Pi_m}{G_p \cdot B}, \quad (3.32)$$

де S_{\max} – максимальне значення натягу стрічки транспортера, Н;

G_p – границя міцності на розрив прокладки стрічки транспортера, Н/см²,
(тканина каркасу стрічки – ТА-100, $G_p = 1000$ Н/см²);

B – ширина транспортерної стрічки, см, ($B = 80$ см);

Π_m – коефіцієнт, який визначає запас міцності транспортерної стрічки,
($\Pi_m = 9$).

Натяг стрічки S_{\max} , коли рух сталий, буде дорівнювати натягу стрічки, що набігатиме на приводний барабан транспортера $S_{н.б.}$

$$S_{\max} = S_{н.б.} = \frac{l^{\mu\alpha} \cdot P \cdot K_3}{l^{\mu\alpha} - 1}, \quad (3.33)$$

де $l^{\mu\alpha}$ – тяговий фактор, ($l^{\mu\alpha} = 2,57$);

P – зусилля, яке створює приводний барабан, Н;

K_3 – коефіцієнт запасу натягу стрічки, ($K_3 = 1,1 \dots 1,2$).

Зусилля тяги при постійному руху транспортера

$$P = \sum W_i, \quad (3.34)$$

де W_i – загальне значення опорів руху транспортерної стрічки.

Сума опорів для транспортера

$$P = \sum W_i = W_{нв} + W_{ни} + W_l + W_{зм} + W_{он} + W_{ос} + W_{з.у}, \quad (3.35)$$

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

$W_{не}$ – опір, який створюється для руху стрічки на похилій ділянці транспортера.

$$W_{не} = (q_r + q_l)(C'L_i + H), \quad (3.36)$$

де q_r – навантаження від вантажу на 1 м довжини транспортера;

$$q_r = \frac{K_n}{K_t \cdot K_z} \cdot \frac{q \cdot Q_{м.ср}}{3,6V}, \quad (3.37)$$

K_n – коефіцієнт нерівномірного подавання матеріалу на транспортерну стрічку, ($K_n = 1,1 \dots 1,5$);

K_t – коефіцієнт завантаження транспортерної стрічки протягом зміни, ($K_t = 0,8$);

K_z – коефіцієнт готовності транспортерної стрічки, ($K_z = 0,95$);

q – прискорення вільного падіння матеріалу, що завантажується, ($q = 9,81 \text{ м/с}^2$);

$Q_{м.ср}$ – середня продуктивність навантажувача, т/год, ($Q_{м.ср} = 250 \text{ т/год}$);

V – швидкість руху стрічки з навантаженим матеріалом, м/с, ($V = 1,2 \text{ м/с}$).

$$q_r = \frac{1,5}{0,8 \cdot 0,95} \cdot \frac{9,81 \cdot 250}{3,6 \cdot 1,2} = 1120,5 \text{ Н}$$

q_l – навантаження від самої стрічки, Н, ($q_l = 100 \text{ Н}$);

C' – коефіцієнт тертя гумової стрічки по металевих роликах, ($C' = 0,7$);

L_i – проекція транспортера (горизонтальна), м, ($L_i = 4,3 \text{ м}$);

H – висота, на яку піднімається вантаж, м ($H = 2,8 \text{ м}$);

$$W_{не} = (1120,5 + 100) \cdot (0,7 \cdot 4,3 + 2,8) = 7091,1 \text{ Н}$$

$W_{ни}$ – опір, який створює не завантажена частина транспортерної стрічки, Н;

$$W_{ни} = q_l(C'L_i - H). \quad (3.38)$$

$$W_{ни} = 100 \cdot (0,7 \cdot 4,3 - 2,8) = 30 \text{ Н}.$$

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

W_l – опір руху, який створюється згинанням стрічки, Н;

$$W_l = K_l \cdot B_i, \quad (3.39)$$

де K_l – коефіцієнт опору транспортерної стрічки, Н/м, ($K_l = 2$ Н/м).

Опір, який створюється згинанням стрічки на обох барабанах

$$W_l = 2 \cdot 0,8 \cdot 2 = 3,2 \text{ Н.}$$

W_{zm} – опір руху, який створюється тертям навантаженого матеріалу по нерухомих бортах лотка транспортера, Н;

$$W_{zm} = h_o^2 \cdot f_1 \cdot \nu \cdot l_l \cdot g, \quad (3.40)$$

де h_o – висота вантажу, який знаходиться біля бортів, м, ($h_o = 0,2$ м);

ν – насипна густина матеріалу, що транспортується, кг/м³, ($\nu = 800$ кг/м³);

l_l – довжина бортів транспортера, м, ($l_l = 5 l_n$ м);

f_1 – коефіцієнт об борти транспортера вантажу, що транспортується, ($f_1 = 0,8$);

$$W_{zm} = 0,2^2 \cdot 0,8 \cdot 800 \cdot 5 \cdot 9,81 = 6278,4 \text{ Н.}$$

W_{on} – опір руху транспортера, який створюється очищувальними пристроями, Н;

$$W_{on} = q_{on} \cdot B, \quad (3.41)$$

q_{on} – питомий опір, який створюється очищувальними пристроями, Н/м, ($q_{on} = 50$ Н/м);

$$W_{on} = 50 \cdot 0,8 = 40 \text{ Н}$$

W_{oc} – опір руху, який створюється очищувальними скребками, Н;

$$W_{oc} = q_{on} \cdot B \cdot 2 \text{ - коли два барабани.}$$

$$W_{oc} = 50 \cdot 0,8 \cdot 2 = 80 \text{ Н.}$$

W_{zy} – опір руху, який створюється тертям ущільнювачів, Н;

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

$W_{zy} = q_n \cdot l_l \cdot 2$ - два ущільнювача.

$$W_{zy} = 5 \cdot 5 \cdot 2 = 50 \text{ Н.}$$

$$P = \sum W_i = 7091,1 + 30 + 3,2 + 6278,4 + 40 + 80 + 50 = 13572,7 \text{ Н.}$$

Максимально можливий натяг стрічки

$$S_{\max} = \frac{2,57 \cdot 13572,7 \cdot 1,2}{2,57 - 1} = 26659,9 \text{ Н.}$$

Потрібна кількість прокладок (тип тканини каркасу ТА-100)

$$i = \frac{26659,9}{100 \cdot 80} = 2,99.$$

На основі виконаних розрахунків транспортері навантажувача з продуктивністю – 250 т/год можна вибрати стрічку шириною $B = 800$ мм, яка має три тканинні прокладки – тип тканини каркасу ТА-100.

3.5. Висновки по розділу.

1. Внесені зміни в інженерну частину магістерської роботи спрямовані на покращення умов експлуатації навантажувача, підвищення його ефективності та розширення сфери застосування. Завдяки цим удосконаленням навантажувач стає більш універсальним, що дозволяє використовувати його для завантаження різних видів сільськогосподарських матеріалів, таких як зерно, комбікорм, силос, добрива тощо. Це забезпечує більшу адаптивність обладнання до різних умов експлуатації та підвищує його рентабельність.

2. Визначення оптимальної ширини захвату ковша навантажувача є важливим фактором для забезпечення його високої продуктивності. Згідно з розрахунками, для досягнення продуктивності 250 т/год. при об'ємній масі матеріалу $0,9 \text{ т/м}^3$, середній висоті бурта 1,5 м та довжині проходу 15 м/год., ширина ковша повинна бути не менше 1,23 м. Однак, для підвищення універсальності навантажувача можна прийняти ширину ковша 1,6 м, що

дозволить ефективніше працювати з матеріалами різної щільності та структури, а також забезпечить зручність у використанні при змінних умовах навантаження.

3. Аналізуючи параметри роботи фрезерного барабана, було визначено оптимальну поступальну швидкість для ефективного завантаження матеріалу. При коефіцієнті заповнення 0,1, куті природного відкосу матеріалу 40° , зовнішньому радіусі лопатевого барабана 0,7 м, внутрішньому радіусі 0,22 м, частоті обертання барабана 0,9 об/с та глибині захвату 0,82 м, поступальна швидкість фрезерного барабана повинна становити $V_g = 0,025$ м/с. Ця швидкість забезпечує рівномірне захоплення матеріалу, зменшує навантаження на механізм та покращує загальну ефективність роботи навантажувача.

4. Для забезпечення стабільної та безпечної роботи навантажувача необхідно дотримуватися певних параметрів конструкції та експлуатації. Зокрема, глибина вкопування повинна складати $M = 0,024$ м, крок шнека – $T = 0,22$ м, а кут статичної стійкості навантажувача має бути не менше $\alpha_y = 57^\circ 35'$, $\alpha_{y.non} = 34^\circ 45'$. Відповідність цим параметрам гарантує достатню стійкість навантажувача, що є критично важливим для безпечної експлуатації, особливо в умовах нерівномірного завантаження чи роботи на складних поверхнях. Дотримання зазначених технічних вимог сприяє зменшенню ризику перекидання або виникнення аварійних ситуацій під час роботи.

5. Для забезпечення необхідної продуктивності навантажувача на рівні 250 т/год. важливим фактором є вибір відповідної транспортерної стрічки. Оптимальним варіантом є використання стрічки шириною 800 мм, що має три прокладки та каркас із тканини типу ТА-100. Така конструкція стрічки забезпечує достатню міцність, довговічність та ефективність транспортування матеріалу. Використання зазначених параметрів дає змогу уникнути перевантажень, зменшити знос механізму та покращити загальну продуктивність навантажувача при роботі з різними видами сипучих матеріалів.

800 мм з 3-ма прокладками, тип тканини каркасу ТА-100.

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

4. ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У ході проведеного дослідження було розглянуто та удосконалено конструкцію навантажувача, який використовується для завантажувально-розвантажувальних робіт у сільському господарстві. Основні висновки, які можна зробити за результатами роботи наступні.

Дослідження підтвердило, що навантажувально-розвантажувальні процеси у сільському господарстві є одними з найбільш енергоємних і трудомістких. Вони вимагають використання ефективних механізованих рішень для зменшення ручної праці, зниження витрат і підвищення продуктивності.

Встановлено, що сучасні навантажувачі повинні відповідати ряду агротехнічних вимог, включаючи високу продуктивність, маневреність, універсальність, низьке споживання пального та мінімальний вплив на структуру ґрунту. Крім того, важливими критеріями є безпека оператора, захист навантажувача матеріалу та можливість роботи в різних умовах.

Було проведено детальне дослідження різних моделей навантажувачів, включаючи Manitou MLT-X 841-145 PS, T 812/1, П-320, Mecalac AS700 та SEM 660D. Виявлено, що, хоча існуючі конструкції мають високий рівень продуктивності, вони не завжди відповідають специфічним потребам сільського господарства через високі експлуатаційні витрати, обмеження у маневреності та недостатню універсальність.

Основним напрямком удосконалення стало збільшення продуктивності та універсальності навантажувача шляхом обґрунтування конструктивних параметрів фрези та транспортерів. Внесені зміни дозволили підвищити ефективність роботи механізму та забезпечити його адаптацію до різних видів сільськогосподарських матеріалів, таких як зерно, силос, добрива, комбікорми тощо.

Оптимізовано ширину захвату ковша, що дозволило досягти продуктивності на рівні 250 т/год.

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

Замість ланцюгового механізму запропоновано використання транспортерної стрічки, що значно зменшило тертя, підвищило надійність роботи та зменшило енергетичні витрати.

Запропоновано конструкцію двосторонніх ножів для фрези, що подовжує термін їх експлуатації та зменшує витрати на заміну.

Виконано кінематичний розрахунок приводу фрези та транспортерів, що дозволило визначити оптимальні параметри для забезпечення безперебійної роботи механізму. Проведено розрахунки потужності та енергетичних витрат, які підтвердили ефективність використання удосконаленого навантажувача.

Запропоновані конструктивні зміни дозволили:

- підвищити ефективність завантажувально-розвантажувальних робіт;
- зменшити витрати пального та енергоресурсів;
- скоротити час на обслуговування обладнання;
- поліпшити умови праці оператора за рахунок більш стабільної та безпечної роботи механізму.

Виконані розрахунки показали, що удосконалення конструкції сприяє зниженню експлуатаційних витрат та підвищенню рентабельності господарств. Подальші дослідження можуть бути спрямовані на додаткову автоматизацію навантажувача та розробку нових змінних робочих органів для розширення сфери його застосування.

Удосконалена конструкція навантажувача відповідає сучасним вимогам сільськогосподарської техніки. Запропоновані конструктивні зміни дозволяють підвищити продуктивність, знизити витрати та зробити механізм більш універсальним. Це забезпечує ефективніше виконання навантажувально-розвантажувальних робіт та сприяє економічній доцільності використання навантажувача в аграрному секторі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Бондаренко М.Г. Демещук В.А. Комплектування і використання машино-тракторного парку в рослинництві: Підручник. Київ: Вища шк., 1995. 237 с.
2. Випробування сільськогосподарської техніки. Трактори, машини і обладнання для рослинництва, тваринництва, кормовиробництва та стаціонарні сільськогосподарські. Методи оцінки безпечності та ергономічності: СОУ 74.3-37-133:2004. [Чинний від 2006-08-01]. Київ: Мінагрополітики України, 2004. 80 с.
3. Войтюк Д.Г., Барановський В.М., Булгаков В.М. та ін. Сільськогосподарські машини. Основи теорії та розрахунку. За ред. Д.Г. Войтюка. Київ: Вища освіта, 2005. 464 с.
4. Гапоненко В.С. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини: 6-е вид., перероб. і допов. Київ: Урожай, 1992. 448 с.
5. Гряник Г.М. Довідник з охорони праці в сільському господарстві. Київ: "Урожай", 1973. 234 с.
6. Колісний навантажувач AS700: <https://ets-group.com.ua/ua/product/sel-skhozyajstvennaya-tehnika-frontalnue-pogruzchiki/kolesnuijpogruzch-ikas-700-241> (дата звернення: 30.03.2025).
7. Комаристов В.Ю., Петренко М.М., Косінов М.М. Сільськогосподарські машини. Київ: Урожай, 1996. 240 с.
8. Кошук О.Б., Лузан П.Г., Мося І.А. та ін. Сільськогосподарські і меліоративні машини. Київ: ПТТО НАПН України, 2015. 291 с.
9. Лузан П.Г., Лузан О.Р. Напрями вдосконалення технічного забезпечення для раціонального використання земельних ресурсів. Раціональне використання ресурсів в умовах екологічно стабільних територій: колективна монографія. Полтава: ТОВ НВП «Укрпромторгсервіс», 2018. С.28-36.
10. Навантажувач MF TH 7035 MASSEY FERGUSON: веб-сайт. URL: <https://in-force.group/technics/catalog-technics/loaders/massey-ferguson/mf-th-7035> (дата звернення: 30.03.2025).
11. Навантажувач фронтальний П-320: веб-сайт. URL: <https://hydromarket.com.ua/ua/p990006116-pogruzchik-frontalnyj-320.html> (дата звернення: 30.03.2025).

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

12. Навантажувачі телескопічні. Навантажувач Manitou MLT-X 841–145 PS: веб-сайт. URL: <https://donsnab-zahid.com/product/manitou-mlt-x-841-145-ps/> (дата звернення: 30.03.2025).
13. Основи сталого розвитку аграрного сектора: Досвід та знання Франції, Чеської республіки, України. За заг. ред. Я. Сансебе, Т.М. Димань. Біла Церква: ТОВ «Офсет», 2010. 304 с.
14. Петренко М.М. Основи наукових досліджень сільськогосподарських машин. Навчальний посібник. Кіровоград: КОД, 1997. 170 с.
15. Сало В.М. Шмат С.І., Лузан П.Г. Тенденції сталого розвитку сучасного сільськогосподарського машинобудування в Україні і за рубежом. Міжнародна науково-технічна Інтернет конференція «Задачі землеробської механіки в ХХІ сторіччі», 2-10 листопада 2011 г. Дослідницьке, Мелітополь, 2011. С. 61-65. URL: www.tsaa.org.ua.
16. Сисолін П.В., Рибак Т.І., Сало В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Книга 2. Машини для рільництва; за ред. М.І. Черновола. Київ: Урожай, 2002. 364 с.
17. Сисолін П.В., Сало В.М., Кропівний В.М. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Книга 1. Машини для рільництва; за ред. М.І. Черновола. Київ: Урожай, 2001. 382 с.
18. Фронтальний навантажувач SEM 660D: веб-сайт. URL: <https://sem-ua.com/products/pogruzchiki/sem-660-d/> (дата звернення: 30.03.2025).
19. Фронтальний навантажувач Т812: веб-сайт. URL: <https://yar-step.com.ua/product/frontalnyj-navantazhuvach-t812/> (дата звернення: 30.03.2025).
20. Швидкознімний навантажувач фронтальний UNIVERSAL-1500: веб-сайт. URL: https://global-agro.com/frontalni_navantazhuvachi/ (дата звернення: 30.03.2025).

					КР 00.000 ПЗ	Арк.
Вм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43