

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
технічної механіки та сільськогосподарських машин
(повна назва кафедри)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня

Магістр

(назва освітнього ступеня)

на тему: Удосконалення технології перевантаження зернових матеріалів
з дослідженням роботи шнекового конвеєра

Виконав(ла): студент(ка) 2 курсу, групи МГм
спеціальності 208 Агроінженерія
(шифр і назва спеціальності)

Новацький П.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник	Бабій А.В. (підпис) (прізвище та ініціали)
Нормоконтроль	Сташків М.Я. (підпис) (прізвище та ініціали)
Завідувач кафедри	Бабій А.В. (підпис) (прізвище та ініціали)
Рецензент	(підпис) (прізвище та ініціали)

Міністерство освіти і науки України
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Факультет інженерії машин, споруд та технологій
(повна назва факультету)
Кафедра технічної механіки та сільськогосподарських машин
(повна назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Бабій А.В.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

« »

20__ р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

на здобуття освітнього ступеня **Магістр**
(назва освітнього ступеня)

за спеціальністю **208 Агроінженерія**
(шифр і назва спеціальності)

студенту **Новацькому Павлу Івановичу**
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Удосконалення технології перевантаження зернових матеріалів
з дослідженням роботи шнекового конвєсра

Керівник роботи **Бабій Андрій Васильович, д.т.н., професор**
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора від «14» 11 2025 року № 4/7-969

2. Термін подання студентом завершеної роботи 19.12.2025

3. Вихідні дані до роботи

Продуктивність за 1 год. основного часу (на насінні пшениці) не менше 60 т/год;

маса суха (конструкційна) з повним комплектом робочих органів та пристроїв

не більше 460 кг; висота вивантаження зерна не менше 2.8 м; робоча швидкість

1,0±0,1 м/хв; споживана потужність не більше 8 кВт; термін експлуатації 5 р.

4. Зміст роботи (перелік питань, які потрібно розробити)

Вступ. 1. Загально-технічний розділ.

2. Аналітико-дослідницький розділ.

3. Проектно-рекомендаційний розділ.

4. Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях. Загальні висновки

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, слайдів)

Мета кваліфікаційної роботи; Навантажувач зерна НЗ-60; Шнек. СК; Шнек проміжний. СК; Корпус середній.

СК; Оптимізація шнекових конвєсрів з центральним валом; ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях			

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1.	Загально-технічний розділ	19.11.25	
2.	Аналітико-дослідницький розділ	27.11.25	
3.	Проектно-рекомендаційний розділ	11.12.25	
4.	Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях	14.12.25	
5.	Загальні висновки	15.12.25	
6.	Графічна частина	19.12.25	

Студент

_____ (підпис)

Новацький П.І.

_____ (прізвище та ініціали)

Керівник роботи

_____ (підпис)

Бабій А.В.

_____ (прізвище та ініціали)

Реферат

Метою кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності процесу перевантаження зернового матеріалу у складських умовах шляхом удосконалення конструкції шнекового зернонавантажувача та обґрунтування його раціональних експлуатаційно-технологічних параметрів. Для досягнення поставленої мети в роботі передбачено вирішення таких основних завдань:

- аналіз сучасних технологій і технічних засобів переміщення та навантаження зернових матеріалів;
- дослідження конструктивних особливостей існуючих зернонавантажувачів;
- обґрунтування вибору конструктивної схеми шнекового живильника;
- аналітичне та експериментально-розрахункове визначення основних параметрів шнекових конвеєрів; розрахунок міцності та жорсткості вала живильника;
- визначення споживаної потужності системи вивантаження та розроблення рекомендацій щодо вибору приводу.

Об'єктом дослідження є технологічний процес механізованого переміщення та навантаження зернового матеріалу у складських комплексах з використанням шнекових транспортуючих систем.

Предметом дослідження є закономірності взаємодії зернового матеріалу з робочими органами шнекового зернонавантажувача, а також конструктивні й експлуатаційно-технологічні параметри шнекового живильника та системи вивантаження.

Наукова новизна отриманих результатів полягає в уточненні аналітичних залежностей для визначення продуктивності та енергетичних витрат шнекових

конвеєрів з урахуванням реальних умов транспортування зернового матеріалу, а також у науковому обґрунтуванні раціональних конструктивних параметрів Т-подібного шнекового живильника зерноавантажувача, що забезпечують підвищення продуктивності та зменшення питомих енерговитрат.

Практичне значення роботи полягає у можливості використання отриманих результатів при проєктуванні, модернізації та експлуатації зерноавантажувального обладнання в умовах складських і елеваторних комплексів. Запропоновані конструктивні рішення та розрахункові методики дозволяють підвищити надійність роботи шнекових систем, зменшити енергоємність процесу перевантаження та забезпечити збереження якості зернового матеріалу. Результати дослідження можуть бути використані у виробничій практиці, а також у навчальному процесі при підготовці фахівців агроінженерного профілю.

Робота складається з вступу, чотирьох розділів, використаної літератури та додатків.

Ключові слова. Технологічний процес, насіння, зерновий матеріал, живильник, продуктивність, привод.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	7
1 ЗАГАЛЬНО–ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ.....	9
1.1 Огляд сучасних технологій переміщення та навантаження зернового матеріалу у складських комплексах	9
1.2 Огляд особливостей конструкцій зернонавантажувачів	12
1.3 Огляд конструкцій існуючого обладнання	18
2 АНАЛІТИКО–ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ	23
2.1 Вибір і обґрунтування методів дослідження шнекових конвеєрів	23
2.2 Дослідження та обґрунтування експлуатаційно–технологічних параметрів живильника зернонавантажувача	25
2.3 Розрахунок вала живильника зернонавантажувача.....	34
2.4 Розрахунок споживаної потужності системою вивантаження	45
3 ПРОЄКТНО-РЕКОМЕНДАЦІЙНИЙ РОЗДІЛ	53
3.1 Рекомендації щодо вибору електродвигуна для транспортуючої системи.....	53
3.2 Оптимізація шнекових конвеєрів з центральним валом	56
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ	66
4.1 Заходи охорони праці при перевантаженні зерна у складах.....	66
4.2 Надзвичайні ситуації,що виникають при перевантаженні зерна у складах	69
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	72
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	73

ВСТУП

Доцільність зберігання зернового матеріалу у складах зумовлена технологічними, економічними та логістичними особливостями функціонування аграрних підприємств. Після завершення збиральної кампанії зерно надходить у господарство протягом обмеженого часового періоду, тоді як процес його подальшої реалізації, транспортування або використання може розтягуватися на місяці. Тому створення умов для акумулювання великих партій продукції є обов'язковим етапом інтегрованого виробничо-логістичного циклу. Зберігання у складах забезпечує стабільність показників якості, підтримання оптимальних температурно-вологісних умов, запобігання самозігріванню та розвитку мікробіологічних процесів, а також зменшує механічні втрати. Наявність складських потужностей дозволяє господарству гнучко керувати потоками продукції, усуваючи сезонну нерівномірність і оптимізуючи графіки транспортування. Економічна доцільність зберігання проявляється у можливості реалізації зерна у періоди сприятливої ринкової кон'юнктури, що підвищує доходність виробництва.

У процесі зберігання зерновий матеріал не є статичним об'єктом, оскільки практично на кожному етапі логістичного ланцюга виникає необхідність його переміщення. Під час надходження до складу зерно потребує перевантаження з транспортних засобів на механізовані лінії подачі, його розподілу у внутрішній інфраструктурі складу, спрямування на очищення чи досушування, а також формування окремих технологічних партій. Період зберігання супроводжується необхідністю рециркуляції й усереднення зернової маси, що використовується для вирівнювання вологості та температурних градієнтів, запобігання локальному самозігріванню та покращення повітрообміну. Всі ці операції пов'язані з багатократним переміщенням зернового матеріалу, у процесі якого надійність і продуктивність перевантажувального обладнання є визначальними факторами

стабільності зберігання.

Завершальна стадія логістичного циклу – відвантаження зерна зі складів у транспортні засоби – також потребує механізованого перевантаження. У сучасних умовах ефективність цієї операції безпосередньо впливає на економічні результати підприємства, оскільки затримки у навантаженні спричиняють простої автотранспорту, збільшення вартості логістичних послуг і втрату конкурентних переваг на ринку. Таким чином, інтенсивність експлуатації перевантажувальних систем упродовж усього циклу зберігання зернових зумовлює необхідність їх технічного вдосконалення.

Серед різноманітних механізмів переміщення зернових матеріалів значне поширення отримали шнекові конвеєри. Їх привабливість пояснюється простотою конструкції, компактністю, здатністю працювати під різними кутами та ефективністю у закритих просторах складів. Шнекові системи забезпечують безперервність подачі матеріалу, стійкість роботи у змінних умовах та відносно низькі витрати на обслуговування. Однак експлуатаційні навантаження, висока абразивність зернових матеріалів і необхідність забезпечення стабільності продуктивності призводять до зношування шнекових стрічок і жолобів, збільшення енерговитрат, а також ризику травмування зерна. Це визначає актуальність дослідження процесів взаємодії зернового матеріалу зі шнековим робочим органом, аналізу його динамічних характеристик і пошуку шляхів підвищення ефективності.

Удосконалення технології перевантаження зернових матеріалів на основі поглибленого вивчення роботи шнекового конвеєра дозволяє оптимізувати конструктивні параметри транспортних систем, зменшити питомі енерговитрати, підвищити довговічність елементів, а також забезпечити збереження якості продукції.

1 ЗАГАЛЬНО-ТЕХНІЧНИЙ РОЗДІЛ

1.1 Огляд сучасних технологій переміщення та навантаження зернового матеріалу у складських комплексах

Ефективність функціонування зернових складів значною мірою визначається раціональністю технологій переміщення та навантаження зернового матеріалу, адже саме внутрішньоскладська логістика забезпечує безперервність виробничих операцій, стабільність якісних показників продукції та своєчасне виконання відвантажувальних робіт. Зростання обсягів зберігання та експорту зерна, а також підвищення вимог до енергоефективності та мінімізації втрат зумовлюють необхідність упровадження інноваційних рішень у транспортних системах складів. На сучасних елеваторних та складських комплексах використовують різноманітні механізовані засоби транспортування, серед яких стрічкові конвеєри, ковшові норії, шнекові транспортери, пневматичні системи та мобільні перевантажувальні агрегати. Кожна з цих технологій виконує специфічні функції у загальній логістичній схемі та має свої конструктивні та експлуатаційні особливості.

Технологія переміщення зернових матеріалів у складах ґрунтується на необхідності реалізації трьох основних процесів: подачі зерна на зберігання, його внутрішнього розподілу та рециркуляції, а також відвантаження транспортним засобам. На етапі приймання зерна ключовим завданням є забезпечення безперервності потоку від транспортних засобів після поля або сушарки до місць постійного зберігання. У більшості складів для цього застосовуються стрічкові або скребкові транспортери, які забезпечують високу продуктивність та мінімальний вплив на цілісність зернівки. Стрічкові конвеєри вирізняються високою енергоефективністю, низьким рівнем механічних ушкоджень зерна та широкими можливостями щодо компоновки транспортних маршрутів. Особливо

ефективними вони є при горизонтальному або слабонахиленому переміщенні великих потоків зерна між технологічними вузлами. У свою чергу, скребкові (ланцюгові) транспортери використовуються в умовах обмеженого простору, де необхідно забезпечити одночасно горизонтальне та вертикальне переміщення.

У вертикальних напрямках основним транспортним обладнанням залишаються ковшові норії, які дозволяють піднімати зерно на значну висоту з продуктивністю, що може перевищувати 200 т/год. Проте норії мають властивість підвищувати рівень механічних пошкоджень, особливо у сухих зернових культур із крихкою оболонкою. У цьому напрямі активно ведуться дослідження щодо оптимізації конструкції ковшів, швидкості руху стрічки та способів завантаження і розвантаження, що спрямовані на зменшення травмування зерна та підвищення довговічності обладнання.

Суттєву роль у технології внутрішньоскладських переміщень відіграють шнекові конвеєри. Їх застосовують для живлення технологічних ліній, подачі зерна з підлогових складів, заповнення окремих секцій, а також для рециркуляції зернової маси під час усереднення. Перевагою шнекових систем є простота конструкції, універсальність щодо розміщення та можливість роботи у будь-якому просторі складу, включаючи обмежені та важкодоступні зони. Разом із тим, інтенсивний характер взаємодії шнека із зерною масою призводить до підвищених енерговитрат, зношування спіралі та жолоба, а також травмування зерна. Це робить актуальними дослідження, спрямовані на оптимізацію геометрії гвинтової поверхні, підбір матеріалів та аналіз режимів руху зернової маси у шнекових транспортерах. У сучасних наукових роботах значна увага приділяється моделюванню динаміки насипних матеріалів у шнекових каналах, що дозволяє підбирати конструкції з мінімальним опором переміщенню та найбільш раціональною продуктивністю.

Окреме місце у внутрішньоскладських операціях займає технологія рециркуляції зерна, необхідна для вирівнювання температури та вологості у

масиві зберігання. У великих елеваторних комплексах рециркуляція реалізується за допомогою комбінації норій та конвеєрів, тоді як у підлогових складах переважно застосовуються мобільні шнеки та фронтальні навантажувачі. Ефективність цього процесу визначається рівномірністю перемішування, продуктивністю обладнання та мінімальним порушенням структури зернової маси.

Важливою складовою логістичного циклу є технології навантаження транспортних засобів. Сучасні системи навантаження передбачають формування потоків зерна з різних секцій складу, їх дозування та подачу до транспортних засобів із необхідною продуктивністю. Автомобільний транспорт найчастіше завантажують за допомогою комбінації живильних шнеків, стрічкових конвеєрів та спеціалізованих телескопічних завантажувачів, які дозволяють рівномірно заповнювати кузов без необхідності вручну вирівнювати поверхню. Для залізничного транспорту використовують високопродуктивні бункери–гравітаційні завантажувачі, з'єднані із системами забірних конвеєрів або норій. У таких системах надзвичайно важливими є точність дозування, стабільність потоку та мінімальний вплив на цілісність зерна, що особливо актуально у випадку експортних партій.

В останні роки активно розвиваються пневматичні технології транспортування, які забезпечують гнучкість логістичних схем та мобільність обладнання. Пневмотранспорт дозволяє швидко переміщувати зерно у складських приміщеннях незалежно від їх геометрії, обходити перешкоди та організовувати транспортні маршрути з мінімальними витратами на монтаж. Водночас пневматичні системи мають підвищене енергоспоживання та створюють ризики травмування зернівки через ударну дію потоку, що обмежує їх використання як основних транспортних засобів у довготривалому режимі.

Суттєвим напрямом удосконалення складських технологій є автоматизація транспортних процесів. Сучасні системи керування дозволяють відстежувати

продуктивність, контролювати рівень заповнення складів, автоматично регулювати швидкість конвеєрів та забезпечувати оптимальні режими рециркуляції. Використання датчиків масової витрати, автоматичного регулювання подачі та систем контролю забруднення істотно підвищує точність дозування і зменшує втрати. Такі технології особливо важливі при роботі з великими експортними партіями, де точність обліку та швидкість навантаження є критичними параметрами.

Підвищення ефективності переміщення та навантаження зернових матеріалів у складах напряму залежить від правильного вибору технологічних засобів та їх адаптації до конкретних умов експлуатації. У сучасних дослідженнях усе більшої актуальності набувають питання енергоефективності транспортних систем, зниження рівня травмування зерна, підвищення ресурсу обладнання та оптимізації процесів взаємодії робочих органів із сипким матеріалом. Комплексний науково-технічний підхід до аналізу цих процесів створює передумови для розроблення удосконалених конструкцій конвеєрів, у тому числі шнекових, які можуть забезпечити підвищену продуктивність, зменшені енерговитрати та покращені умови зберігання зернового матеріалу.

1.2 Огляд особливостей конструкцій зернонавантажувачів

Зернонавантажувачі є важливими елементами механізації складських та післязбиральних операцій, оскільки забезпечують подачу зерна до транспортних засобів, формування та переміщення кагатів, завантаження зернової маси в очисні агрегати, сушильні установки та різні типи сховищ. Ці машини працюють у режимі безперервної дії й поєднують у своїй конструкції два основні транспортуючі вузли – живильний механізм і транспортер. Живильник виконує

функцію забору зерна з поверхні кагату або підлоги, після чого подає його до транспортера, який, у свою чергу, переміщує зерновий матеріал у заданому напрямку та на необхідну висоту завантаження.

До зернонавантажувачів висувається низка експлуатаційних вимог, що визначають їхню придатність до роботи в умовах інтенсивного та тривалого використання. Насамперед, машина повинна мінімізувати пошкодження зерна – допустимий рівень травмування не має перевищувати 0,5%. Конструкція транспортера, його висота, виліт та просторове розташування повинні забезпечувати можливість акуратного та рівномірного заповнення кузовів автомобілів, причепів і тракторних транспортних засобів без потреби залучення додаткових робітників для ручного вирівнювання поверхні зернової маси. Крім того, зернонавантажувач повинен забезпечувати можливість формування окремого кагату під час розвантаження автотранспорту, а також ефективно виконувати операцію перелопачування у кілька проходів. Не менш важливою є можливість рівномірного розкидання зерна тонким шаром на значну площу, що необхідно під час підсушування в польових або складських умовах.

Робочі органи таких машин повинні забезпечувати високий рівень чистоти забору зерна, тобто мінімізувати захоплення сторонніх домішок і ґрунтових частинок. Додатково важливим є якісне копіювання поверхні, що дозволяє ефективно працювати в умовах нерівного рельєфу без втрат продукції. Мобільність, легкість керування та здатність швидко змінювати режим функціонування або тип виконуваної операції є ключовими вимогами до сучасних зернонавантажувачів, особливо в умовах інтенсивних сезонних навантажень.

За конструктивними ознаками та типом робочих органів зернонавантажувачі поділяють на три основні групи: скребкові, шнекові та комбіновані (рис. 1.1). У комбінованих машинах можливі різні варіанти поєднання транспортера та живильника: транспортер може бути скребковим, а живильний орган – шнековим, дисковим або планчатим; або навпаки – транспортувальний механізм шнекового

типу може працювати у поєднанні зі скребковим чи дисковим живильником. До комбінованих конструкцій також належать машини, у яких між живильником і транспортером використано додаткову транспортуючу ланку – шнекову чи скребкову, що забезпечує плавну та безперебійну передачу зернового потоку.

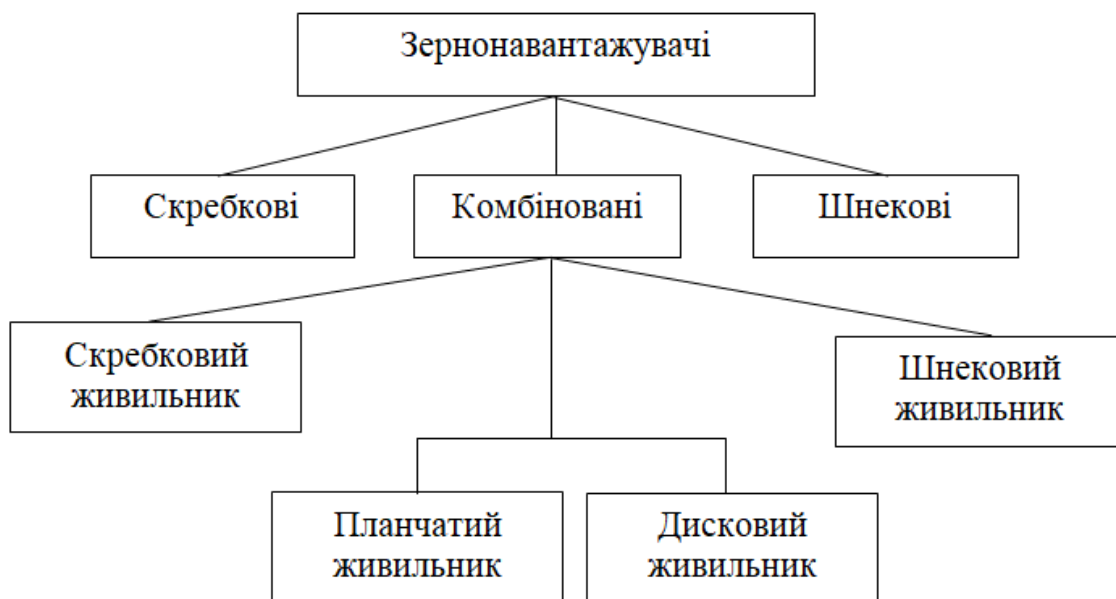


Рисунок 1.1 – Класифікація зерноавантажувачів

Усі три конструктивні групи зерноавантажувачів можуть виконуватися у вигляді причіпних, навісних або самохідних машин залежно від їхнього функціонального призначення та умов експлуатації. Скребкові та шнекові живильники можуть мати прямоточне, Г-подібне або Т-подібне компонування відносно повздовжньої осі транспортера, що дає змогу оптимізувати їхню роботу в різних виробничих сценаріях та підвищує універсальність використання в зернопереробних і складських комплексах.

У сучасних технологічних системах післязбирального обробітку зерна важливою ланкою є механізоване переміщення матеріалу в межах току та зерносховищ. Одним з основних типів машин, що виконують ці операції, є

зерноавантажувачі, функціональне призначення яких охоплює завантаження зерна у транспортні засоби, формування та рихлення кагатів, подачу матеріалу до зерноочисних машин, сушильних агрегатів, а також безпосереднє наповнення складів різних типів. Конструктивно такі машини належать до групи обладнання безперервної дії, оскільки передача потоку зерна здійснюється без циклічних перерв. Основним елементом транспортуючої системи у більшості зерноавантажувачів є живильний вузол, що забезпечує відбір зерна з кагату або з поверхні току, та транспортер, який переміщує матеріал у визначеному напрямі та на потрібну висоту.

Раціональна експлуатація зерноавантажувальних машин потребує дотримання низки вимог, що гарантують збереження якості продукції та відповідність технологічним умовам. Однією з ключових вимог є мінімізація травмування зерна: допустимий рівень механічних пошкоджень не повинен перевищувати 0,5 %, що особливо актуально при роботі з насіннєвим матеріалом. Крім того, конструкція транспортера та його кінематичне розташування повинні забезпечувати зручне та рівномірне завантаження автомобільних кузовів, тракторних причепів або бункерів без необхідності додаткового ручного вирівнювання шару зерна. Серед інших вимог – здатність машини формувати рівномірні кагати під час розвантаження, забезпечувати розстилання зернової маси тонким шаром із метою її природного підсушування, а також здійснювати перелопачування матеріалу під час його зберігання.

У структурі сучасного парку зерноавантажувальних машин виділяють три основні групи за типом робочих органів: скребкові, шнекові та комбіновані. До комбінованих належать машини, у яких робочі органи поєднуються у різних варіантах, наприклад скребковий транспортер доповнюється шнековим або дисковим живильником, або навпаки – шнековий транспортер працює у комплексі зі скребковим чи планчатим живильним механізмом. Існують також конструкції, де між живильником і основним транспортером передбачена проміжна ланка, що

дозволяє підвищити стабільність потоку та розширити функціональні можливості машини. Усі групи зерноавантажувачів випускаються у причіпному, навісному або самопересувному виконанні.

Конфігурація робочих вузлів визначає кінематичні можливості машини, зокрема здатність транспортера змінювати положення відносно напрямку руху зерноавантажувача. Транспортер може бути розташований паралельно поступальному руху агрегату, перпендикулярно до нього або виконувати поворот на кут до $\pm 90^\circ$, що істотно розширює технологічні режими роботи. Найбільшого поширення сьогодні набули самопересувні та навісні зерноавантажувачі зі схемою Т-подібного розташування живильника, оскільки така конструкція забезпечує підвищену маневреність та дозволяє працювати з великими об'ємами зерна, що надходить під час пікових завантажень току.

Самопересувні машини з Т-подібним живильником поділяють на дві основні групи. У першій – транспортер є жорстко зафіксованим уздовж подовжньої осі рами машини. У другій – транспортер здатний здійснювати поворот відносно цієї осі на кут до $\pm 90^\circ$, що полегшує завантаження транспортних засобів та формування кагатів. У таких конструкціях живильник поєднано з транспортером через проміжну ланку, яка стабілізує подачу матеріалу навіть при зміні положення основного транспортера. Прикладами цих машин є зерноавантажувачі ЗС–60 (із жорстким розміщенням транспортера) та ЗПС–60 (із поворотним транспортером). У сегменті навісних агрегатів типовим представником є модель ЗПН–60.

Ефективність застосування зерноавантажувачів під час масової післязбиральної доробки зерна залежить від маневреності, конструктивної гнучкості та здатності машини швидко переходити між різними режимами роботи. Важливим критерієм вибору обладнання є продуктивність, яка має відповідати середньодобовому та піковому надходженню зернового матеріалу на тік. Для току з сезонним надходженням до 2 тис. т достатньо агрегату продуктивністю 25–

30 т/год, тоді як при обсягах 3–6 тис. т доцільно використовувати машини продуктивністю 60 т/год. При цьому враховують не лише розміри току, а й допустимі простої автотранспорту під навантаженням, що істотно впливають на загальну логістичну ефективність.

Конструктивний вибір типу живильника визначається умовами роботи та вимогами до якості подачі матеріалу. Живильники прямоочного типу мають просту технологічну схему, проте забезпечують відбір зерна лише вузькою смугою. Г-подібні живильники можуть працювати як у режимі періодичного заглиблення, так і при безперервному поступальному русі. Проте їхня здатність обробляти нижні ущільнені шари кагату є обмеженою, а величина лобового опору часто призводить до збільшення енергоспоживання. Удосконалені конструкції з горизонтальним розташуванням робочої гілки ланцюга мають кращу взаємодію зі зерновою масою завдяки опорі на вертикальну підпірну стінку, що дозволяє збільшити коефіцієнт заповнення та зменшити втрати.

Вибір транспортера визначає можливості машини щодо дальності та траєкторії подачі матеріалу. Незважаючи на низьку вагу, пневматичні транспортні системи є енергоємними та потребують потужних вентиляторів, тому застосовуються обмежено. Стрічкові транспортери також мають обмеження через складність роботи з сипкими матеріалами у відкритих умовах. Тому найбільш раціональними для зернонавантажувачів є шнекові та скребкові транспортуючі системи, причому при високоресурсних навантаженнях перевагу надають скребковим, тоді як шнекові використовують переважно у машинах малої продуктивності.

Вибір способу агрегування зернонавантажувача залежить від типу живильника. Г-подібні живильники та дискові системи застосовують на самопересувних або навісних машинах із безперервним переміщенням агрегату. Натомість живильники Г-подібної та планчатої конструкції є більш універсальними та можуть функціонувати як у причіпних, так і у самохідних чи

навісних варіантах виконання. Привід робочих органів здійснюється від двигуна внутрішнього згоряння, електродвигуна або через ВВП трактора, що дозволяє адаптувати зернонавантажувач до конкретних умов експлуатації.

1.3 Огляд конструкцій існуючого обладнання

У даному розділі здійснено систематизований огляд існуючих конструкцій самохідних та переносних навантажувальних машин, що застосовуються у зернопереробній галузі. Метою аналізу є виявлення технічних рішень, найбільш релевантних до умов роботи запропонованого пересувного шнекового навантажувача, та визначення його позиціонування серед машин-аналогів [3].

Однією з найбільш технологічно досконалих конструкцій даного класу є самохідний ковшовий шнековий навантажувач Р6–КШП–6 (рис. 1.2). Машина призначена для вантаження зерна та качанів кукурудзи з наземних складських площ у транспортні засоби, на конвеєри та в інші приймальні пристрої. Конструкція включає ковшовий елеватор із підгрібаючими шнеками, поворотний стрічковий транспортер та колісний ходовий візок.



Рисунок 1.2 – Самохідний ковшовий шнековий навантажувач
Р6 – КШП – 6

Привід робочих органів здійснюється від п'яти електродвигунів і двох гідроциліндрів. Передбачено дистанційне керування з переносного пульта та можливість роботи в автоматичному режимі. Завдяки високому рівню механізації машина обслуговується одним оператором.

Технічні характеристики Р6–КШП–6 , зокрема продуктивність становить 110 т/год для зерна та 65 т/год для кукурудзи, максимальна висота скидання – 3100 мм, встановлена потужність – 10,8 кВт, маса – 2100 кг.

До розгляду включено також зерномет ЗМ–30 (рис. 1.3) – універсальну машину для перекидання та формування насипів зерна. Продуктивність становить 30 т/год для пшениці з вологістю до 16–18%, ширина захвату – 4170 мм, а встановлена потужність – 7,5 кВт. Змінюючи положення тримера, машину можна адаптувати під різні технологічні схеми внутрішньоскладських робіт. Маса конструкції – 1339 кг.



Рисунок 1.3 – Зерномет ЗМ – 30

Серед найбільш поширених машин даної групи виділяється КШП–5

(рис. 1.4) – мобільний самохідний навантажувач безперервної дії. Він застосовується для завантаження зернових культур у транспорт, штабелювання та переміщення маси всередині складів. Продуктивність становить 100 т/год для зерна та 60 т/год для кукурудзи. Машина оснащена п'ятьма електродвигунами сумарною потужністю 10,35 кВт, має ширину захвату 1800 мм та масу 2200 кг.



Рисунок 1.4 – Навантажувач ковшовий шнековий КШП–5

Окрему групу становлять менш енергомісткі та конструкційно прості переносні шнекові навантажувачі, призначені для завантаження та переміщення зерна у складських приміщеннях, сушарках та фермерських господарствах (рис. 1.5).



Рисунок 1.5 – Шнековий навантажувач ПШП-4А (ПШ-4)

Шнековий навантажувач ПШ-4 характеризується продуктивністю 6 т/год при діаметрі шнека 90 мм та установленій потужності 0,75 кВт. Мала маса (136 кг) та компактність полегшують його використання в обмежених умовах.

Технічні параметри переносних шнекових навантажувачів ПШП-4А. Їх продуктивність коливається в межах від 4 до 30 т/год залежно від діаметра та кута нахилу шнека.

Також значного поширення набули транспортери шнекові типу КО.91.00 (рис. 1.6) з діаметром труби 219 мм, довжиною 11,4 м та продуктивністю до 18 т/год при кутах нахилу до 40°. Подібні конструкції широко застосовуються в системах внутрішньоскладського транспортування сипких матеріалів.



Рисунок 1.6 –Транспортер шнековий

Між цими групами спостерігається суттєва конструкційна та функціональна різниця. Самохідні машини забезпечують значну продуктивність, але характеризуються високою масою, складністю конструкції та значними енергетичними витратами. Переносні агрегати, навпаки, є малопотужними, проте простими й універсальними у застосуванні.

Враховуючи наведений аналіз, доцільним для підвищення технологічної операціях перевантаження зернового матеріалу у складах є удосконалення пересувного шнекового навантажувача, який за функціональністю займатиме проміжне місце між самохідними високопродуктивними машинами та переносними агрегатами, поєднуючи мобільність і простоту з розширеними технологічними можливостями.

2 АНАЛІТИКО–ДОСЛІДНИЦЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Вибір і обґрунтування методів дослідження шнекових конвеєрів

Дослідження шнекових конвеєрів ґрунтується на комплексному підході, що поєднує аналітичні, експериментальні та чисельні методи. Основною метою є визначення закономірностей руху сипучого матеріалу всередині шнека, оцінка енергетичних витрат та оптимізація конструктивних параметрів. Вибір методів дослідження обумовлений складністю процесів, що відбуваються у робочому органі, де взаємодіють тверді частинки, сила тертя та геометрія гвинтової поверхні.

Аналітичний метод базується на використанні рівнянь механіки для опису руху частинок уздовж гвинтової лінії. Припускаючи, що матеріал рухається по поверхні шнека під дією гравітаційної сили та сили тертя, можна записати рівняння рівноваги у проекції на осьову та тангенціальну координати. Для елемента матеріалу масою m на гвинтовій поверхні з кутом нахилу β та кутом підйому гвинтової лінії α рівняння має вигляд:

$$mg \sin \beta - F_{\text{тер}} = ma, \quad (2.1)$$

де $F_{\text{тер}}$ – сила тертя

$$F_{\text{тер}} = \mu N, \quad (2.2)$$

де μ – коефіцієнт тертя;

N – нормальна реакція,

$$N = mg \cos \beta. \quad (2.3)$$

Враховуючи геометрію шнека, швидкість переміщення матеріалу уздовж осі можна визначити як:

$$g = \omega r \tan \alpha, \quad (2.4)$$

де ω – кутова швидкість обертання шнека;

r – радіус гвинтової поверхні;

α – кут підйому гвинтової лінії, що визначається співвідношенням

$$\tan \alpha = \frac{S}{2\pi r}, \quad (2.5)$$

де S – крок гвинтової лінії шнека.

Чисельне моделювання застосовується для уточнення аналітичних результатів, оскільки реальний процес транспортування сипучого матеріалу супроводжується складними явищами, такими як відділення частинок, утворення застійних зон та нерівномірність навантаження. Для цього використовується метод дискретних елементів, що дозволяє моделювати рух кожної частинки з урахуванням сил взаємодії. Рівняння руху для кожної частинки записується у вигляді:

$$m_i \frac{d^2 r_i}{dt^2} = \sum F_{ij} + F_{тяж} + F_{тер}, \quad (2.6)$$

де F_{ij} – сили взаємодії між частинками;

$F_{тяж}$ – сила тяжіння;

$F_{тер}$ – сила тертя між частинкою та поверхнею шнека.

Експериментальний метод передбачає проведення натурних або лабораторних досліджень для визначення коефіцієнтів тертя, реальної продуктивності та енергетичних витрат. Для цього використовується стенд із можливістю регулювання швидкості обертання шнека та вимірювання моменту на валу. Потужність приводу визначається за формулою:

$$N = \frac{M\omega}{\eta}, \quad (2.7)$$

де M – крутний момент на валу;

η – коефіцієнт корисної дії приводу.

Обґрунтування вибору зазначених методів полягає у необхідності отримання достовірних даних для різних режимів роботи конвеєра. Аналітичні методи дозволяють швидко оцінити вплив конструктивних параметрів, чисельні – врахувати складні взаємодії частинок, а експериментальні – перевірити адекватність моделей та визначити реальні значення параметрів. Комплексне використання цих методів забезпечує високу точність прогнозування продуктивності та енергетичних характеристик шнекових конвеєрів.

2.2 Дослідження та обґрунтування експлуатаційно–технологічних параметрів живильника зернонавантажувача

Поставлене завдання передбачало суттєву модернізацію існуючого переносного навантажувача з метою створення на його основі самохідної машини, здатної забезпечувати продуктивність не менше 60 т/год, наприклад, під час навантаження насіння пшениці. Для реалізації цієї мети першим етапом є

визначення оптимальної конструктивної схеми живильного пристрою. Проведений аналіз у попередньому розділі дозволив обґрунтувати вибір шнекового живильника Т-подібної конфігурації, що передбачає використання уніфікованих вузлів та деталей, виробництво яких налагоджене на підприємстві-виготовлювачі.

Продуктивність Q шнеків із суцільними гвинтовими лопатями визначається за аналітичним виразом

$$Q = 47,1[(D + 2\lambda)^2 - d^2]S\psi n\gamma c, \quad (2.8)$$

де D – діаметр гвинтової поверхні по зовнішній кромці витка, $D=0.2$ м; d – Розмір осьового вала шнека, виміряний по його зовнішній поверхні, м, приймаємо $d=0,048$ м; λ – відстань у радіальному напрямку між крайовою частиною витка гвинта та внутрішньою стінкою кожуха шнека, $\lambda=0.12$ м; S – крок витків, $S=0,2$ м; ψ – коефіцієнт заповнення, $\psi=1$; n – кількість повних обертів гвинта, що виконується протягом однієї хвилини; γ – величина, що характеризує об'ємну густину сипучого матеріалу в процесі транспортування, $\gamma=0,75$ т/м³; c – величина, що відображає зниження ефективності транспортування матеріалу при роботі шнека під певним кутом, $c=1$. Використовуючи формулу (2.8) та задані геометричні характеристики, розрахуємо оптимальне число обертів шнека для забезпечення заданої продуктивності

$$n = \frac{60}{47,1[(0,2 + 2 \cdot 0,12)^2 - 0,048^2] \cdot 0,2 \cdot 0,3 \cdot 0,75} = 148 \text{ об / хв.}$$

Таким чином, за прийнятих конструктивних параметрів мінімальна частота обертання шнека, що забезпечує задану продуктивність, становить приблизно 148 об/хв. Наступним етапом розрахунку є визначення потужності приводу N ,

необхідної для роботи шнека. Загальна потужність формується з кількох складових:

- енергії, витраченої на подолання тертя матеріалу об внутрішню поверхню кожуха;
- потужності, потрібної для підйому матеріалу та подолання тертя по гвинтовій поверхні;
- енерговитрат на переміщення та часткове дроблення матеріалу (враховується дослідним коефіцієнтом W_0);
- втрат у передавальному механізмі, що враховуються через коефіцієнт корисної дії η .

Вплив сил інерції при розгоні матеріалу можна не враховувати через їх незначність. Розрахунок потужності виконується за формулою

$$N = \frac{(N_1 + N_2)W_0}{\eta}. \quad (2.9)$$

Потужність, що затрачається на подолання тертя N_1 , Вт.

$$N_1 = F \cdot v, \quad (2.10)$$

де F – опір тертя, що виникає при контакті матеріалу з внутрішньою поверхнею кожуха під час його переміщення, Н;

v – лінійна швидкість переміщення матеріалу в межах внутрішнього простору кожуха шнека, м/с.

Сила тертя визначається

$$F = f(P_1 + G \cos \beta \cos \varphi), \quad (2.11)$$

де f – коефіцієнт тертя, $f = 0,25 - 0,55$ [21];

P_1 – радіальна сила, яка під дією обертального руху притискає потік матеріалу до поверхні кожуха;

G – маса сипучого матеріалу, що перебуває всередині міжвиткового каналу шнека під час його роботи, кг

β – кут нахилу шнека до горизонту, $\beta = 0$;

φ – кут, що характеризує природне розташування поверхні сипучого матеріалу під час його транспортування, $\varphi = 25^\circ$.

Центробіжна сила

$$P_1 = \frac{Gv_3^2}{Rg}, \quad (2.12)$$

де v_3 – тангенціальна швидкість руху матеріалу вздовж внутрішньої поверхні кожуха шнека, м/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

R – радіус витка,

$$R = \frac{D}{2},$$

тоді

$$R = \frac{0,2}{2} = 0,1 \text{ м.}$$

Тоді тангенціальна швидкість руху матеріалу вздовж внутрішньої поверхні кожуха шнека

$$v_3 = v_1 \operatorname{tg} \varepsilon, \quad (2.13)$$

де v_1 – швидкість потоку матеріалу вздовж осьового напрямку, що проходить по твірній поверхні кожуха, м/с;

$\varepsilon = 72^\circ$ – кут, що залежить від типу шнека.

$$v_1 = \frac{QL}{G \cdot 3600}, \quad (2.14)$$

де L – сумарна довжина шнека, $L = 3,58$ м.

Об’єм сипучого матеріалу, який заповнює внутрішній простір шнека в процесі транспортування з урахуванням уточнених конструктивних параметрів

$$G = \frac{\pi[(D + 2\lambda)^2 - d^2]}{4} L \psi \gamma \cdot 1000, \quad (2.15)$$

тоді

$$G = \frac{3,14[(0,2 + 2 \cdot 0,012)^2 - 0,048^2]}{4} 3,58 \cdot 0,3 \cdot 0,75 \cdot 1000 = 121 \text{ кг}.$$

Лінійна швидкість переміщення матеріалу по напрямку твірної внутрішньої поверхні кожуха шнека

$$v_1 = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 3,58}{121 \cdot 3600} = 0,49 \text{ м/с}.$$

Тангенціальна швидкість руху матеріалу вздовж внутрішньої поверхні кожуха шнека

$$v_3 = 0,49 \operatorname{tg} 72^\circ = 1,51 \text{ м/с.}$$

Реальна швидкість потоку матеріалу під час його транспортування всередині кожуха

$$v = \frac{0,49}{\cos 72^\circ} = 1,58 \text{ м/с.}$$

Лінійна швидкість руху зовнішньої кромки витка по коловій траєкторії, м/с

$$v_2 = \frac{\pi D n}{60}, \quad (2.16)$$

тоді

$$v_2 = \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 148}{60} = 1,55 \text{ м/с.}$$

Кут підйому α зовнішньої кромки, град

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S}{\pi D}, \quad (2.17)$$

тоді

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,2}{3,14 \cdot 0,2} = 0,318$$

Геометричний кут підйому витків шнека, розрахований по положенню центру тяжіння переміщуваного шару α_1 , град

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{S}{\pi \cdot 0,8D}, \quad (2.18)$$

отримаємо

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{0.2}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 0,2} = 0,398.$$

Показник тертя, що характеризує взаємодію матеріалу з внутрішньою поверхнею кожуха під час транспортування ρ ,

$$\rho = \operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} 25^\circ = 0,466.$$

Відстань від осі шнека до центру мас шару матеріалу, розташованого на гвинтовій поверхні витка R_0

$$R_0 = 0,8 \frac{D}{2}, \quad (2.19)$$

тоді

$$R_0 = 0,8 \frac{0,2}{2} = 0,08 \text{ м.}$$

Відцентрова сила

$$P_1 = \frac{121 \cdot 1,51^2}{0,1} = 2759 \text{ Н.}$$

Зусилля, необхідне для переміщення матеріалу у вертикальному напрямку P_2

$$P_2 = G \sin \beta \operatorname{tg}(\alpha_1 + \rho) + G \cos \beta \sin \varphi = G \cos \beta \sin \varphi, \quad (2.20)$$

підставивши значення, отримаємо

$$P_2 = 121 \cdot 9,81 \cos 0^\circ \sin 25^\circ = 501,41 \text{ Н.}$$

Сила тертя

$$F = f(P_1 + G \cos \beta \cos \varphi), \quad (2.21)$$

тоді

$$F = 0,3(2759 + 121 \cdot 9,81 \cos 0^\circ \cos 25^\circ) = 1151 \text{ Н.}$$

Сила, яка витрачається на подолання тертя між потоком матеріалу та стінками кожуха під час транспортування P_3

$$P_3 = F \cos \varepsilon \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + F \sin \varepsilon, \quad (2.22)$$

отримаємо

$$P_3 = 1151 \cos 72^\circ \operatorname{tg}(17,65^\circ + 25^\circ) + 1151 \sin 72^\circ = 1422 \text{ Н.}$$

Кутова швидкість ω витка шнека, c^{-1}

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (2.23)$$

тоді

$$\omega = \frac{3,14 \cdot 148}{30} = 15,49 \text{ c}^{-1}.$$

Швидкість обертального руху матеріалу навколо осі шнека в межах внутрішнього простору кожуха

$$\omega_3 = \frac{v_3}{R}, \quad (2.24)$$

тоді

$$\omega_3 = \frac{1.51}{0.1} = 15.1 \text{ c}^{-1}$$

Величина потужності, яка забезпечує переміщення матеріалу з урахуванням тертя по робочих поверхнях

$$N_1 = 1151 \cdot 1.58 = 1819 \text{ Вт.}$$

Потужність, яка витрачається на підйом матеріалу, що транспортується на задану висоту N_2

$$N_2 = P_3 R_0 (\omega - \omega_3) + P_3 R (\omega - \omega_3),$$

підставимо значення

$$N_2 = 1422 \cdot 0.08(15.49 - 15.1) + 1422 \cdot 0.1(15.49 - 15.1) = 99.8 \text{ Вт}$$

Розрахунок потужності, необхідної для роботи шнека, здійснюється за наступним виразом

$$N = \frac{(1819 + 99.8)1.2}{0.96} = 2399 \text{ Вт} = 2.4 \text{ кВт.}$$

Розрахунки показують, що для досягнення встановленої продуктивності за прийнятих геометричних розмірів елементів шнека мінімальна потужність

приводу складає приблизно 2,4 кВт.

2.3 Розрахунок вала живильника зерноавантажувача

Т-подібний живильник зерноавантажувача наведено на рисунку 2.1. Конструктивне рішення передбачає можливість зменшення габаритних розмірів машини при переведенні її в транспортне положення. Для реалізації цієї вимоги шнек живильника виконаний секційним і складається з двох центральних та двох крайніх шнеків. Крайні секції разом із кожухом мають конструктивну можливість від'єднання, що забезпечує швидке і зручне переведення агрегату з робочого положення в транспортне. Така компоновка дозволяє не лише зменшити габарити машини, але й спрощує її транспортування, підвищує мобільність та знижує ризик пошкодження робочих органів під час перевезення. Крім того, модульна конструкція полегшує технічне обслуговування та ремонт, оскільки окремі секції можна демонтувати без розбирання всього вузла.

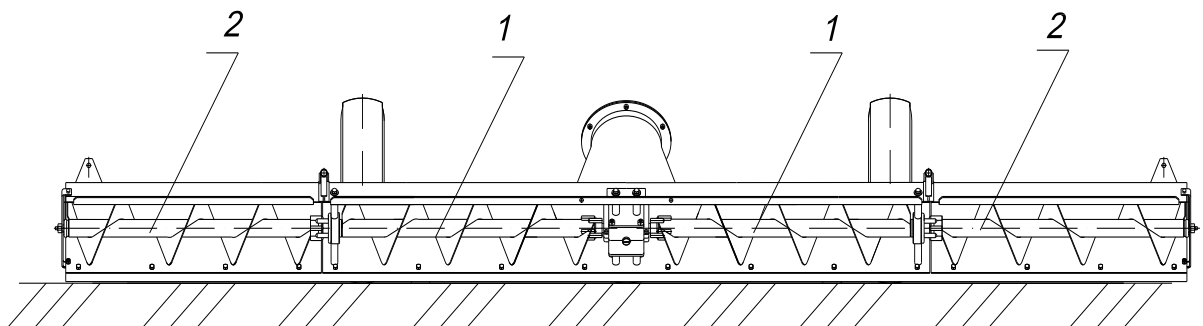


Рисунок 2.1 – Т-подібний живильник зерноавантажувача

На рисунку 2.1 наведено загальний вигляд розробленого Т-подібного живильника зерноавантажувача, де позначено: 1 – центральні малі шнеки; 2 – крайні малі шнеки. Конструкція передбачає секційне виконання робочих органів,

що забезпечує можливість зменшення габаритів машини при переведенні її в транспортне положення. Крайні шнеки разом із кожухом виконані з можливістю швидкого від'єднання, що значно спрощує процес трансформації агрегату з робочого стану в транспортний. Така компоновка підвищує мобільність машини, полегшує транспортування та знижує ризик пошкодження робочих органів під час перевезення. Крім того, модульна конструкція сприяє зручності технічного обслуговування та ремонту.

Для виконання розрахунку вала необхідно визначити діючі на нього навантаження. Однією з основних складових є крутний момент, що передається валом шнека, величина якого була встановлена на попередньому етапі. Наступним кроком є визначення сумарного моменту за споживаною потужністю, що розраховується відповідно до методики [39]

$$T = \frac{N}{\omega}, \quad (2.25)$$

$$T = \frac{2,4 \cdot 10^3}{15,49} = 155 \text{ Нм.}$$

Оскільки крутний момент, визначений на попередньому етапі, передається на дві незалежні гілки приводу, його величину необхідно розділити навпіл. Це пояснюється тим, що кожна з гілок отримує лише половину загального моменту, а вал центрального малого шнека передає відповідну частину навантаження. Таким чином, розрахунок виконується з урахуванням розподілу моменту між двома секціями, що забезпечує коректність визначення навантаження на окремий вал

$$T_1 = \frac{T}{2} = \frac{155}{2} = 77,5 \text{ Нм.}$$

У попередньому розрахунку не було враховано дію радіальної сили на вал,

яка створює згинальний момент. Для коректного визначення навантаження цю силу слід змодельовати, прийнявши її як рівномірно розподілене навантаження по всій довжині вала. Її величина формується за рахунок ваги шару зерна висотою 1 м, що припадає на ширину захвату центрального малого шнека живильника. Для більш критичного випадку припустимо, що вся маса цього шару зосереджена на ширині шнека. Наступним кроком є встановлення числового значення цієї сили, яке визначається через об'єм матеріалу, його об'ємну вагу та прискорення вільного падіння

$$F_r = \gamma \cdot 1 \cdot l_{ш} \cdot l_{ж}, \quad (2.26)$$

$$F_r = 7500 \cdot 1 \cdot 0,848 \cdot 0,2 = 1272 \text{ Н.}$$

Дія радіальної сили на вал призводить до виникнення опорних реакцій у підшипникових опорах. Величина цих реакцій визначається умовами рівноваги вала під дією розподіленого навантаження. Для спрощення розрахунку припускаємо, що навантаження рівномірно розподілене по довжині вала, а опори сприймають його пропорційно своїм положенням. Таким чином, реакції в опорах можна встановити, застосувавши умови статички

$$R_1 = R_2 = \frac{F_r}{2}, \quad (2.27)$$

$$R_1 = R_2 = \frac{1272}{2} = 636 \text{ Н.}$$

Опорна реакція, що виникає під дією радіальної сили, створює згинальний момент у валі. Цей момент необхідно врахувати при розрахунку міцності, оскільки він впливає на напружений стан елемента. Величина згинального моменту визначається добутком опорної реакції на відповідне плече, яке залежить від розташування точки прикладання сили відносно опори.

$$M_{32} = R_1 \cdot \frac{l_{ш}}{2}, \quad (2.28)$$

$$M_{32} = 636 \cdot \frac{0,848}{2} = 269,7 \text{ Нм.}$$

Приведений момент, що діє на вал шнека, визначається відповідно до четвертої теорії міцності. Ця величина враховує сумарний вплив крутного та згинального моментів, приведених до еквівалентного значення для оцінки напруженого стану вала [34, 38].

$$M = \sqrt{M_{32}^2 + 0,75T_1^2}, \quad (2.29)$$

$$M = \sqrt{269,7^2 + 0,75 \cdot 77,5^2} = 278 \text{ Нм.}$$

За умовою міцності

$$\sigma_{EKB} = \frac{M}{W} \leq [\sigma], \quad (2.30)$$

де W – момент опору перетину;

$[\sigma]$ – занижене допустиме напруження, $[\sigma] = 40 \text{ МПа}$.

На основі отриманого приведенного моменту визначається необхідний опір поперечного перерізу вала. Цей параметр розраховується з умови міцності, що забезпечує допустимий рівень напружень при дії сумарного навантаження. Для цього використовується залежність між приведеним моментом і моментом опору перерізу, яка дозволяє встановити мінімальні геометричні розміри вала для гарантованої надійності

$$W = \frac{278}{40 \cdot 10^6} = 4,95 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 4,95 \text{ см}^3.$$

На попередньому етапі було прийнято конструктивне рішення виконати вал шнека пустотілим, що дозволяє знизити його масу та інерційні навантаження без втрати міцності. Зовнішній діаметр вала встановлено на основі розрахунку міцності та технологічних вимог $d_3 = 0,048$ м.

Момент опору кільцевого перерізу визначається за геометричними параметрами вала і використовується для перевірки його міцності на згин. Для порожнистого вала ця величина обчислюється за формулою

$$W = \frac{\pi(d_3^4 - d_{вн}^4)}{32d_3}, \quad (2.31)$$

де $d_{вн}$ – внутрішній діаметр вала шнека.

На основі розрахунку моменту опору кільцевого перерізу визначається внутрішній діаметр вала шнека. Цей параметр встановлюється з умови міцності, щоб забезпечити допустимий рівень напружень при дії приведенного моменту. Розрахунок виконується за формулою, що пов'язує момент опору перерізу з геометричними розмірами вала, а також враховує зовнішній діаметр і допустимі напруження $d_{вн}$

$$d_{вн} = \sqrt[4]{\frac{\pi d_3^4 - 32 W d_3}{\pi}},$$

$$d_{вн} = \sqrt[4]{\frac{\pi 0,048^4 - 32 \cdot 6,95 \cdot 10^{-6} 0,048}{\pi}} = 0,037 \text{ м.}$$

Приймаємо $d_{вн} = 36$ мм.

Виконаємо уточнений розрахунок вала шнека. Застосування коефіцієнта запасу міцності для кількох перерізів є недоцільним; достатньо розглянути один

найбільш небезпечний переріз – у середній частині вала. Саме в цьому місці діють максимальні згинальний та крутний моменти. Додатково слід врахувати концентрацію напружень, що виникає внаслідок зварювання навивки до вала. Сумарний згинальний момент у цьому перерізі визначається з урахуванням дії опорних реакцій та розподіленого навантаження.

$$M = 269,7 \text{ Нм.}$$

Момент опору перерізу

$$W = 6,95 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Амплітуда нормальних напружень – це максимальне значення зміни нормальних напружень у матеріалі вала під час циклічного навантаження. Вона характеризує коливання напруженого стану між найбільшими і найменшими значеннями в межах одного циклу роботи

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = M/W, \quad (2.32)$$

$$\sigma_v = 269,7 / 6,95 \cdot 10^{-6} = 3,88 \cdot 10^7 = 38,8 \text{ МПа.}$$

Коефіцієнт запасу міцності за нормальними напруженнями визначає відношення допустимого напруження матеріалу до фактичного напруження, що виникає в небезпечному перерізі вала. Цей показник використовується для оцінки надійності конструкції при дії згинальних і осьових навантажень

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \sigma_v}, \quad (2.33)$$

$$\text{де } \sigma_{-1} = 0,43\sigma_B = 0,43 \cdot 600 = 258 \text{ МПа;}$$

$$k_\sigma / \varepsilon_\sigma \cong 3,3 \text{ [28].}$$

$$S_{\sigma} = \frac{258}{3,3 \cdot 38,} \cong 2.$$

Полярний момент опору – це геометрична характеристика поперечного перерізу, яка визначає його здатність протистояти крутильним напруженням. Для круглого або кільцевого перерізу він обчислюється за формулою

$$W_p = \frac{\pi(d_3^4 - d_{вн}^4)}{16d_3}, \quad (2.34)$$

$$W_p = \frac{\pi(0,048^4 - 0,036^4)}{16 \cdot 0,048} = 1,484 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

Амплітуда дотичних напружень характеризує максимальну зміну величини напружень у матеріалі вала протягом одного циклу навантаження. Вона визначається як половина різниці між найбільшим і найменшим значенням дотичних напружень

$$\tau_v = \tau_m = \tau_{\max}/2 = (T_1/2W_p), \quad (2.35)$$

$$\tau_v = 77,5 / (2 \cdot 1,484 \cdot 10^{-5}) \cong 2,6 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт запасу міцності за дотичними напруженнями характеризує відношення допустимого значення дотичних напружень для матеріалу до фактичного напруження, що виникає в небезпечному перерізі вала при дії крутного моменту. Цей показник використовується для перевірки міцності на кручення та оцінки надійності конструкції

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_v + \varphi_{\tau} \tau_m}, \quad (2.36)$$

де $\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 258 = 149,6$ МПа;

$k_{\tau} / \varepsilon_{\tau} = 0,6(k_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}) + 0,4 = 0,6 \cdot 3,3 + 0,4 = 2,38$; $\varphi_{\tau} = 0,1$ [38].

$$S_{\tau} = \frac{149,6}{2,38 \cdot 2,6 + 0,1 \cdot 2,6} \cong 23,2.$$

Коефіцієнт запасу міцності – це показник, що характеризує ступінь надійності конструкції, визначаючи відношення допустимого напруження матеріалу до фактичного напруження, яке виникає під дією робочих навантажень. Він використовується для перевірки деталей на міцність і забезпечення їх безпечної експлуатації.

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} > [S], \quad (2.37)$$

$$S = \frac{2 \cdot 23,2}{\sqrt{2^2 + 23,2^2}} \cong 2 > [S].$$

Для забезпечення міцності конструкції коефіцієнт запасу повинен становити не менше $[S]=1,5-1,7$. З урахуванням вимог жорсткості рекомендується, щоб цей показник знаходився в межах $[S]=2,5-3,0$. У даному випадку зазначена умова не виконується, що зумовлює необхідність проведення додаткового розрахунку – перевірки вала на жорсткість.

Наведемо основні положення жорсткісного розрахунку. Для забезпечення нормальної роботи механічних передач і підшипників вали повинні мати достатню жорсткість. Жорсткість вала оцінюється за такими основними параметрами:

- максимальний прогин y , що характеризує відхилення осі вала під дією навантаження;
- кут нахилу поперечного перерізу φ , який впливає на точність роботи зубчастих передач і положення підшипників;
- кут закручування θ , що визначає деформацію вала при крутінні та впливає на точність роботи механізмів.

Дотримання допустимих значень цих параметрів є критично важливим для запобігання перекосам зубчастих коліс, заклинюванню підшипників і зниженню точності ділильних механізмів.

Умови достатньої жорсткості валів записуються у вигляді нерівностей, що обмежують допустимі значення прогину, кута нахилу та закручування.

$$y \leq [y], \theta \leq [\theta], \varphi \leq [\varphi]. \quad (2.38)$$

Допустимі значення пружних переміщень перерізів валів – прогину y кута нахилу φ та кута закручування θ – залежать від конкретних вимог до конструкції і визначаються на основі досвіду експлуатації аналогічних систем. Існують загальні орієнтовні рекомендації щодо вибору допустимих величин цих параметрів, які застосовуються при проектуванні для забезпечення нормальної роботи механізмів:

Для перерізів валів, що працюють під циліндричними зубчастими колесами, встановлюються спеціальні вимоги до жорсткості. Це пов'язано з тим, що прогини та кути нахилу перерізів можуть призвести до порушення точності зачеплення зубців, збільшення зносу та виникнення додаткових динамічних навантажень. Допустимі значення пружних переміщень визначаються з урахуванням досвіду експлуатації аналогічних механізмів і рекомендацій нормативних документів. Зокрема, для таких перерізів рекомендується обмежувати прогин вала, кут нахилу та кут закручування в межах, що забезпечують стабільність роботи передачі та підшипників.

Дотримання цих умов дозволяє уникнути перекосів зубчастих коліс, заклинювання підшипників і зниження точності ділильних механізмів. Розрахунок жорсткості виконується за формулами, що враховують розподілене навантаження, опорні реакції та геометричні характеристики вала.

Малі значення допустимих пружних переміщень перерізів валів у ряді випадків зумовлюють необхідність визначення їхніх розмірів не за умовою міцності, а за умовою жорсткості. У таких ситуаціях недоцільно застосовувати дорогі високоміцні сталі, якщо це не викликано іншими факторами, наприклад, вимогами до зносостійкості цапф вала.

Розрахункові значення прогинів і кутів повороту перерізів валів визначаються за класичними методами опору матеріалів. Для нашої схеми навантаження наведемо формули, що дозволяють обчислити прогин вала y , кут нахилу φ та кут закручування θ [34, 38]:

- кут нахилу поперечного перерізу θ

для першої опори, рис. 2.2

$$\theta_1 = F_r ab(b + l) / 6EI, \quad (2.39)$$

$$\theta_1 = 1272 \cdot 0,424 \cdot 0,424(0,424 + 0,848) / 6 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} 4,95 \cdot 10^{-5} \cdot 0,848 = 5,5 \cdot 10^{-6} \text{ рад.}$$

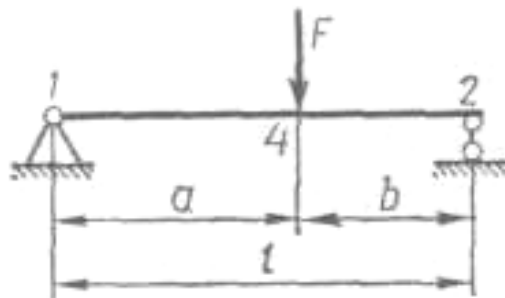


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема навантаження вала шнека

Для другої опори

$$\theta_2 = -F_r ab(a + l) / 6EI, \quad (2.40)$$

$$\theta_2 = -1272 \cdot 0,424 \cdot 0,424(0,424 + 0,848) / 6 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,95 \cdot 10^{-5} \cdot 0,848 = -5,5 \cdot 10^{-6} \text{ рад.}$$

Посередині прольоту

$$\theta_4 = F_r ab(b-a) / 3EI = 0, \text{ оскільки схема симетрична.} \quad (2.41)$$

Отже, проведений розрахунок показав, що за даним критерієм умова жорсткості виконується повністю. Жорсткість вала оцінюється за такими параметрами: максимальним прогином у та кутом закручування θ . Для уточнення розрахунку визначимо величину прогину вала в середині прольоту, оскільки саме в цій точці він досягає найбільшого значення. Розрахунок прогину здійснюється за класичними методами опору матеріалів з урахуванням схеми навантаження, довжини прольоту, модуля пружності та моменту інерції перерізу.

$$y_4 = F_r a^2 b^2 / (3EI), \quad (2.42)$$

$$y_4 = 1272 \cdot 0,424^2 \cdot 0,424^2 / (3 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 4,95 \cdot 10^{-5} \cdot 0,848) = 1,555 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

Кут закручування вала постійного діаметра та довжини LLL визначається за класичною формулою опору матеріалів, що враховує крутний момент, модуль зсуву та геометричні характеристики перерізу:

$$\varphi = T_1 l / (GI_p), \quad (2.43)$$

$$\varphi = 77,5 \cdot 0,848 / (8,1 \cdot 10^{10} \cdot 1,484 \cdot 10^{-6}) = 5,467 \cdot 10^{-4} \text{ рад,}$$

де φ – кут закручування, рад; $G = 8,1 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності при зсуві сталевго вала; $I_p = 1,484 \cdot 10^{-6}$ – полярний момент інерції перерізу вала шнека.

Отже, перевірка вала шнека на жорсткість показала, що прийняті його

геометричні розміри та матеріал повністю задовольняють умови жорсткості. На основі уточненого розрахунку вала шнека остаточно приймаємо його діаметри: зовнішній діаметр становить $d_z = 48$ мм, внутрішній – $d_{вн} = 36$ мм.

2.4 Розрахунок споживаної потужності системою вивантаження

Продуктивність вивантажувального шнека варто збільшити як мінімум на 20%. Це дозволить уникнути забивання робочого органу при перевантаженні поперечного завантажувального шнека. Використовуючи наведені вище підходи та залежності, виконаємо аналогічний розрахунок для вивантажувального шнека.

Потрібна продуктивність вивантажувального буде визначатись

$$Q' = 1,2Q = 1,2 \cdot 60 = 72 \text{ т/год.} \quad (2.44)$$

Для розрахунку необхідної кількості обертів вала шнека приймемо наступні вихідні дані (позначення описані у попередніх пунктах):

$$D' = 0,2 \text{ м;}$$

$$d = 0,048 \text{ м;}$$

$$\lambda = 0,12 \text{ м;}$$

$$S = 0,2 \text{ м;}$$

$$\psi = 0,3;$$

$$\gamma = 0,75 \text{ т/м}^3;$$

$$c = 0,76, \text{ при куті нахилу шнека } 40^\circ [40-42].$$

$$n = \frac{Q'}{47,1[(D'+2\lambda)^2 - d^2]S\psi\gamma},$$

$$n = \frac{72}{47,1[(0,2 + 2 \cdot 0,12)^2 - 0,048^2] \cdot 0,2 \cdot 0,3 \cdot 0,75 \cdot 0,76} = 233,7 \text{ об / хв.}$$

Тому при таких обертах шнека продуктивність буде забезпечуватись.

Потужність, необхідна для подолання сил тертя, характеризує ту частину енергетичних витрат, яка витрачається виключно на компенсацію опору, що виникає між поверхнями, які взаємодіють під час руху механізму чи виконання технологічного процесу. Вона відображає, яку кількість роботи повинен виконати привід або інший елемент системи, щоб зберегти задану швидкість руху попри втрати, спричинені ковзанням, коченням або внутрішнім опором матеріалів. N'_1 , Вт.

$$N'_1 = F' \cdot v', \quad (2.45)$$

де F' – сила тертя, Н;

v' – абсолютна швидкість руху матеріалу всередині кожуха шнека. Це реальна швидкість переміщення частинок сировини відносно нерухомого корпусу транспортуючого механізму. Вона формується як результат одночасної дії обертального руху шнека та поступального переміщення частинок уздовж його осі. Фактична величина цієї швидкості залежить від кутової швидкості обертання вала, геометрії гвинтової стрічки, властивостей матеріалу (зернистість, сипкість, вологість), а також від ступеня заповнення простору між витками., м/с.

Тоді сила тертя

$$F' = f(P'_1 + G' \cos \beta' \cos \varphi), \quad (2.46)$$

де f – коефіцієнт тертя, $f = 0.25 - 0.55$ [39];

P'_1 – складова динамічної дії, яка виникає під час обертання шнека і змушує частинки матеріалу віддалятися від осі обертання. Унаслідок цього матеріал

щільніше притискується до внутрішньої поверхні кожуха, утворюючи стійкий кільцеподібний потік. Величина цієї сили зростає пропорційно до квадрату кутової швидкості шнека та радіальної відстані частинки від осі;

G' – фактичне заповнення транспортуючого каналу сипкою масою у процесі руху. Цей параметр характеризує об'єм або масу продукту, що одночасно знаходиться між витками гвинтової стрічки та внутрішньою поверхнею кожуха на певній ділянці шнека, кг

β' – кут нахилу шнека до горизонту, $\beta' = 40^\circ$;

φ – кут природнього відкосу при русі, $\varphi = 25^\circ$.

Вираз для визначення відцентрової сили

$$P'_1 = \frac{G' v_3'^2}{R' g}, \quad (2.47)$$

де v_3' – швидкість, з якою частинки здійснюють рух по колу вздовж внутрішньої поверхні кожуха шнека під дією обертання гвинтової стрічки, м/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с²;

R' – радіус витка,

$$R' = \frac{D'}{2} = \frac{0,2}{2} = 0,1 \text{ м.}$$

Значення колової швидкості

$$v_3' = v_1' \operatorname{tg} \varepsilon, \quad (2.48)$$

де v_1' – складова загальної швидкості переміщення сипкої маси, яка спрямована вздовж поверхні внутрішньої стінки кожуха паралельно його осі, м/с;

$\varepsilon = 72^0$ – кут, що залежить від типу шнека.

$$v'_1 = \frac{Q' L'}{G' \cdot 3600}, \quad (2.49).$$

де L' – сумарна довжина шнека, $L' = 5.6$ м.

Тоді кількість матеріалу G' , що знаходиться всередині шнека під час руху

$$G = \frac{\pi [(D + 2\lambda)^2 - d^2]}{4} L' \psi \gamma \cdot 1000, \quad (2.50)$$
$$G = \frac{3,14 [(0,2 + 2 \cdot 0,12)^2 - 0,048^2]}{4} \cdot 5,6 \cdot 0,3 \cdot 0,75 \cdot 1000 = 189,2 \text{ кг}.$$

Осьова складова переміщення частинок, яка проявляється тоді, коли матеріал ковзає або перекочується уздовж внутрішньої поверхні кожуха під дією гвинтової стрічки

$$v'_1 = \frac{72 \cdot 10^3 \cdot 5,6}{189,2 \cdot 3600} = 0,592 \text{ м/с}.$$

Швидкість, з якою частинки сипкої маси рухаються по коловій траєкторії вздовж внутрішньої поверхні кожуха під дією обертання шнекового валу

$$v'_3 = 0,592 \operatorname{tg} 72^0 = 1,818 \text{ м/с}.$$

Повна швидкість, з якою частинки сипкої маси переміщуються в просторі відносно нерухомого корпусу транспортера

$$v' = \frac{0,592}{\cos 72^0} = 1,912 \text{ м/с.}$$

Швидкість, з якою край гвинтової стрічки шнека здійснює обертальний рух навколо його осі, м/с

$$v'_2 = \frac{\pi D' n'}{60},$$

$$v'_2 = \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 233,7}{60} = 2,446 \text{ м/с.}$$

Кут підйому α' зовнішньої кромки, град

$$\operatorname{tg} \alpha' = \frac{S'}{\pi D'}, \quad (2.51)$$

$$\operatorname{tg} \alpha' = \frac{0.2}{3,14 \cdot 0,2} = 0,318.$$

Кут, який утворює гвинтова лінія витка шнека щодо осі його обертання, виміряний по положенню центру тяжіння шару сипкої маси, що рухається вздовж каналу α'_1 , град

$$\operatorname{tg} \alpha'_1 = \frac{S'}{\pi \cdot 0.8 D'}, \quad (2.52)$$

$$\operatorname{tg} \alpha'_1 = \frac{0.2}{3,14 \cdot 0,8 \cdot 0,2} = 0,398,$$

$$\alpha'_1 = \operatorname{arctg}(0,398) = 21,72^0$$

Безрозмірна величина, яка характеризує інтенсивність опору ковзанню або перекочуванню частинок матеріалу по внутрішній поверхні шнекового кожуха ρ' ,

$$\rho' = \operatorname{tg} \varphi = \operatorname{tg} 25^{\circ} = 0,466.$$

Ефективний радіус, на якому зосереджена маса матеріалу при його переміщенні вздовж каналу R_0

$$R'_0 = 0,8 \frac{D'}{2}, \quad (2.53)$$

$$R'_0 = 0,8 \frac{0,2}{2} = 0,08 \text{ м.}$$

Відцентрова сила

$$P'_1 = \frac{189,2 \cdot 9,81 \cdot 1,818^2}{0,1 \cdot 9,81} = 6253 \text{ Н.}$$

Підйомна сила для сипкого матеріалу P'_2

$$P'_2 = G' \sin \beta' \operatorname{tg}(\alpha'_1 + \rho') + G' \cos \beta' \sin \varphi, \quad (2.54)$$

$$P'_2 = 189,2 \cdot 9,81 \sin(40^{\circ}) \cdot \operatorname{tg}(21,72^{\circ} + 25^{\circ}) + 189,2 \cdot 9,81 \cos 40^{\circ} \sin 25^{\circ} = 1940 \text{ Н.}$$

Вираз сили тертя

$$F' = f(P'_1 + G' \cos \beta' \cos \varphi), \quad (2.55)$$

$$F' = 0,3(1940 + 189,2 \cdot 9,81 \cos 40^{\circ} \cos 25^{\circ}) = 969 \text{ Н.}$$

Сила, яку потрібно прикласти, щоб компенсувати опір ковзанню або перекочуванню частинок по внутрішній поверхні шнекового каналу. Вона

визначає частину витрат енергії приводу, що йде на подолання сил тертя між матеріалом і стінками кожуха P'_3

$$P'_3 = F' \cos \varepsilon \operatorname{tg}(\alpha'_1 + \varphi) + F' \sin \varepsilon, \quad (2.56)$$

$$P'_3 = 969 \cos 72^\circ \operatorname{tg}(21,72^\circ + 25^\circ) + 969 \sin 72^\circ = 1240 \text{ Н}.$$

Кутова швидкість ω' витка шнека, с^{-1}

$$\omega' = \frac{\pi n'}{30}, \quad (2.57)$$

$$\omega' = \frac{3,14 \cdot 233,7}{30} = 24,46 \text{ с}^{-1}.$$

Швидкість обертання шару матеріалу навколо осі шнека, яка показує, з якою інтенсивністю частинки рухаються по коловій траєкторії всередині транспортного каналу. Вона визначає, наскільки швидко матеріал “обертається” разом із шнеком відносно нерухомого корпусу

$$\omega'_3 = \frac{v'_3}{R'}, \quad (2.58)$$

$$\omega'_3 = \frac{1,818}{0,1} = 18,18 \text{ с}^{-1}$$

У підсумку, потужність, що затрачається на подолання тертя

$$N'_1 = 969 \cdot 1,912 = 1852,7 \text{ Вт}.$$

Енергія (потужність), яку повинен розвивати привід шнека або транспортного механізму, щоб перемістити матеріал уздовж підйомної ділянки

каналу проти дії сили тяжіння за одиницю часу N'_2

$$N'_2 = P'_3 R'_0 (\omega' - \omega'_3) + P'_3 R' (\omega' - \omega'_3), \quad (2.59)$$

$$N'_2 = 1240 \cdot 0,08(24,46 - 18,18) + 1240 \cdot 0,1(24,46 - 18,18) = 1402 \text{ Вт}.$$

Загальна потужність для приводу шнека визначається

$$N' = \frac{(1852,7 + 1402)1,2}{0,96} = 4068 \text{ Вт} = 4,07 \text{ кВт}.$$

Забезпечення заданої продуктивності навантажувачем, привід вивантажувального шнека при прийнятих конструктивних розмірах повинен споживати не менше 4,07 кВт. У підсумку, сумарна потужність, необхідна для приводу обох шнеків – живильника та вивантажувального – буде становити, що забезпечить ефективну роботу обладнання, безперервне переміщення матеріалу та оптимальні енергетичні витрати

$$N_{\text{заг}} = N + N',$$

Тоді

$$N_{\text{заг}} = 2,4 + 4,07 = 6,47 \text{ кВт}.$$

На основі наведених обґрунтувань вибираємо електродвигун для приводу.

3 ПРОЄКТНО-РЕКОМЕНДАЦІЙНИЙ РОЗДІЛ

3.1 Рекомендації щодо вибору електродвигуна для транспортуючої системи

Для передачі крутного моменту від електродвигуна до транспортуючої системи передбачено використання пасової передачі, яка приводить у рух конічний редуктор. Через редуктор обертаються вал вивантажувального шнека та вал шнека живильника, забезпечуючи необхідне переміщення матеріалу.

Загальний коефіцієнт корисної дії (ККД) приводу визначається за формулою

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3, \quad (3.1)$$

де η_1 – величина, що характеризує ефективність передачі потужності від ведучого до веденого колеса через конічну зубчасту пару. Він показує, яка частина механічної енергії від двигуна реально передається далі по приводу, а яка втрачається на тертя в зачепленні зубів, ковзання та нагрівання деталей, $\eta_1 = 0,97$ [39];

η_2 – безрозмірна величина, яка відображає частину потужності, що витрачається на подолання опору тертя в підшипниках, через які обертаються вали шнеків або інших механізмів. Він враховується при розрахунку загального ККД приводу і дозволяє оцінити реальну частину енергії, яка передається від двигуна до робочого органу, $\eta_2 = 0,99$;

η_3 – величина, яка характеризує ефективність передачі механічної енергії від ведучого шків до веденого через пас. Він показує, яка частина потужності двигуна реально передається далі по приводу, а яка втрачається на тертя між

пасом і шківками, ковзання паса, деформацію та нагрівання матеріалу, $\eta_3 = 0,92$.

Тоді

$$\eta = 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,92 = 0,875.$$

Величина механічної потужності, яку повинен розвивати електродвигун, щоб забезпечити ефективну роботу шнекового механізму з урахуванням всіх втрат у приводі. Вона визначається як сумарна потужність, потрібна для переміщення матеріалу, подолання тертя, підйому маси та компенсації енергетичних втрат у пасовій передачі, редукторі та підшипниках

$$P_H = N_{\text{заг}} / \eta, \quad (3.2)$$

тоді

$$P_H = 6,47 / 0,875 = 7,39 \text{ кВт.}$$

Слід зазначити, що потужність електродвигуна визначається з урахуванням того, що він приводить у рух як шнек живильника, так і вивантажувальний шнек. Після розрахунку необхідної потужності переходять до вибору конкретного двигуна.

Згідно з джерелом [39], для даного приводу вибирається трифазний короткозамкнений електродвигун серії 4А, закритий, з синхронною частотою обертання 1000 об/хв. Конкретна модель – 4А132М6У3, яка має номінальну потужність $P_{\text{дв}} = 7,5 \text{ кВт}$ і ковзання 3,2 %.

Номінальна частота обертання обраного двигуна забезпечує достатній запас потужності для безперервної та стабільної роботи шнеків. Вона враховує всі втрати в системі приводу – у редукторі, пасовій передачі та підшипниках – і дозволяє підтримувати задану продуктивність механізму без ризику перевантаження приводу або зниження ефективності транспортування матеріалу. Такий запас потужності також сприяє більш тривалій надійній експлуатації

обладнання та зменшенню зносу його елементів

$$n_{\text{дв}} = 1000 (1 - 0,032) = 968 \text{ об/хв.}$$

Кутова швидкість

$$\omega_{\text{дв}} = \pi n_{\text{дв}} / 30,$$

$$\omega_{\text{дв}} = 3,14 \cdot 968 / 30 = 101,32 \text{ рад/с.}$$

Отже, обраний електродвигун призначений для приводу шнеків навантажувача, забезпечуючи їх стабільну роботу та необхідну продуктивність. Для приводу коліс, що визначає поступальну швидкість переміщення агрегату, буде використано окремий двигун відповідної потужності, підібраний з урахуванням навантажень, динаміки руху та ефективності роботи транспортного засобу. Такий поділ приводів дозволяє оптимізувати роботу навантажувача та забезпечити незалежне регулювання швидкості транспортування матеріалу й переміщення агрегату.

Кінематичні та силові параметри передачі визначаються для оцінки ефективності та динаміки роботи механізму. Одним із ключових показників є передаточне число – величина, яка характеризує співвідношення кутових швидкостей ведучого та веденого валів.

а) Загальне передаточне число приводу показує, у скільки разів змінюється швидкість обертання від електродвигуна до робочих органів (шнеків або коліс). Воно розраховується як добуток передаточних чисел усіх елементів приводу – пасової передачі, редуктора та інших проміжних ланок

$$u = \omega_{\text{дв}} / \omega_{\text{т}},$$

$$u = 101,32 / 24,46 = 4,14.$$

$$\text{де } \omega_{\text{т}} = \pi n_{\text{т}} / 30 = 3,14 \cdot 233,7 / 30 = 24,46 \text{ рад/с;}$$

б) передаточне число для редуктора згідно [39] $u'_p = 1,25$;

в) передаточне число пасової передачі

$$u_{п.} = u / u'_p = 4,14 / 1,25 = 3,31.$$

Частоти обертання і кутові швидкості валів

– вал двигуна

$$n_{дв} = 968 \text{ об/хв};$$

$$\omega_1 = \omega_{дв} = 101,32 \text{ рад/с};$$

– ведений вал пасової передачі – ведучий вал редуктора приводу вивантажувального шнека

$$n = 968 / 3,31 = 292,45 \text{ об/хв};$$

$$\omega = 3,14 \cdot 292,45 / 30 = 30,61 \text{ рад/с};$$

– ведений вал редуктора вивантажувального шнека – ведучий вал редуктора приводу шнека живильника

$$n_1 = n / u'_p = 292,45 / 1,25 = 233,96 \text{ об/хв}; \quad \omega_1 = 3,14 \cdot 233,96 / 30 = 24,49 \text{ рад/с}.$$

Таким чином було вибрано необхідної потужності електродвигун та розраховано кінематичні параметри приводу. Ці вихідні дані ляжуть в основу подальших розрахунків вузлів навантажувача.

3.2 Оптимізація шнекових конвеєрів з центральним валом

Під час розроблення конструкції шнекових конвеєрів основою для інженерних розрахунків слугують такі показники, як необхідна подача матеріалу, протяжність транспортера, висота, на яку потрібно підняти вантаж, а також фізико-механічні властивості самих переміщуваних мас. Усі інші конструктивні параметри допускається варіювати в заданих межах, підбираючи їх так, щоб

забезпечити найкраще поєднання техніко-експлуатаційних характеристик.

У подальшому розглянемо задачу мінімізації маси (а відповідно й вартості виготовлення) одного погонного метра шнекового транспортера. Такий елемент включає сам гвинт – вал зі спіральною стрічкою – та замкнений круглий корпус-жолоб, у якому він обертається. Оптимізація цих складових дозволяє зменшити матеріаломісткість, не погіршуючи функціональні властивості обладнання.

Функціонал якості наведемо у вигляді залежності

$$f_0 = a_0 + a_1 V_1 + a_2 V_2 + a_3 V_3, \quad (3.3)$$

де V_1, V_2, V_3 – об'єми жолоба, вала та гвинтової стрічки, що припадають на один метр довжини; a_1, a_2, a_3 – коефіцієнти відображають властивості матеріалу в розрахунковому вигляді: якщо оптимізація спрямована на зменшення маси конструкції, вони відповідають густині (питомій вазі) матеріалу, а коли розглядається економічний критерій, ті самі коефіцієнти трактуються як питома вартість використовуваного матеріалу; a_0 – величина, що характеризує технологічні витрати на виготовлення шнека за одиницю його довжини, причому беруться до уваги лише витрати на виконання операцій, без включення вартості самого матеріалу; використовується в разі оптимізації конструкції за масою, $a_0 = 0$.

Передбачається, що вал шнека має порожнисту структуру, а гвинтова стрічка формується шляхом навивання або прокатування зі смуги сталі товщини (3.3). За таких умов геометричні об'єми складових шнекового транспортера, віднесені до одного метра його довжини, можна подати у вигляді наступних залежностей

$$V_1 = \pi s_{\text{жс}} (D + 2z + s_{\text{жс}}); \quad (3.4)$$

$$V_2 = \pi s(d - s); \quad (3.5)$$

$$V_3 = \frac{H(D - d)}{2\beta T} \sqrt{2\pi\rho_0^2 + T^2}, \quad (3.6)$$

де D , d , T – зовнішній та внутрішній діаметри гвинтової стрічки, а також величина її осьового кроку; z – проміжок між внутрішньою поверхнею жолоба та зовнішньою кромкою гвинтової стрічки; $s_{ж}$ – товщина жолоба; s – товщина стінки вала; H – товщина смугової заготовки для спіралі; β – показник зміни ширини смугової заготовки під час її деформування в процесі формування гвинтової стрічки; ρ_0 – радіус, на якому під час згинання матеріалу відсутні розтягувальні чи стискальні деформації. При навиванні $\rho_0 = (0,5 \div 0,55)\sqrt{Dd}$, при прокатці

$$\rho_0 = 0,5k_d \cdot d, \quad (3.7)$$

де k_d – показник, що враховує ефект частини смуги, яка не піддається повному прокатуванню при обробці по всій ширині.

На змінні параметри конструкції накладаються обмеження, що впливають із експлуатаційних вимог, технологічних особливостей та фізичних властивостей матеріалів. Математично ці обмеження формуються у вигляді системи нерівностей. Зокрема, умова забезпечення заданої продуктивності (витрати матеріалу) визначає нижню межу пропускної здатності шнекового конвеєра. Q [37]

$$f_1 = -D^2 + Dd^2 \frac{8a}{k_T \psi_{np} \omega} \leq 0, -- \quad (3.8)$$

де k_T – коефіцієнт кроку витка $k_T = T / D$; ψ_{np} – коефіцієнт виробничості; ω – кутова швидкість шнека.

Формування гвинтової стрічки зі смугової заготовки з певними пластичними властивостями можливе за умов, що забезпечують необхідну деформацію без руйнування матеріалу

$$f_2 = -d + D \frac{\sqrt{\pi^2 + 1 - \psi_{don}^2}}{\pi \psi_{don}}, \quad (3.9)$$

де ψ_{don} – максимально допустиме відхилення рівномірності подовження матеріалу під час витяжки.

Для навивання $\psi_{don} = (1 + 2\delta_5)$, для прокатування $\psi_{don} \frac{1}{1 - 2\delta_5}$ [37], але не вище граничного значення для конкретного стану. Тут δ_5 – питома деформація металу під час стандартного розтягувального випробування, що характеризує його здатність подовжуватися до руйнування. Смуга залишається стабільною під час формування гвинтової стрічки за умови, що прикладені деформаційні та опорні навантаження не перевищують її критичну межу стійкості

$$f_3 = D - d - \frac{2H}{\delta} \leq 0, \quad (3.10)$$

де δ – максимально допустима товщина смугової заготовки, що забезпечує її можливість рівномірного прокатування без дефектів, $\delta = 0,02 - 0,03$ [37], для навивання $\delta = 0,05 - 0,07$ [37].

У спрощеній формі приймається умова, що запобігає вигину витків спіралі під дією робочого навантаження

$$f_4 = -H + H_{\min} \leq 0, \quad (3.11)$$

де $H_{\min}$ – мінімальна товщина смугової заготовки, встановлена експериментально для процесу прокатки, що не повинна бути меншою за значення, наведені у ГОСТ 2705–73.

Окрім цього, товщина смугової заготовки не повинна перевищувати значення $H_{\max}$, визначеного з урахуванням умов її захоплення під час прокатки або з метою запобігання розгинанню витків при намотуванні

$$f_5 = H - H_{\max} \leq 0. \quad (3.12)$$

Для забезпечення міцності порожнистого вала при крученні необхідно, щоб виконувалася відповідна нерівність, що обмежує допустимий крутний момент відносно міцності матеріалу

$$f_6 = -d^2s + 3ds^2 - 4s^3 + 2s^4 / d + \frac{2M_{кр}}{\pi[\tau_{кр}]} \leq 0, \quad (3.13)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на валу, $M_{кр} = f(Q, L, H_n, \omega)$ [37].

Обмеження, що визначає мінімальну товщину стінки порожнистого вала згідно із сортаментом, формулюється у вигляді відповідної нерівності

$$f_7 = -s + s_{\min} \leq 0. \quad (3.14)$$

У рамках практичного проектування слід забезпечити

$$f_8 = s - 0,5d \leq 0. \quad (3.15)$$

Серед перелічених обмежень відсутні ті, що визначаються безпосередньо властивостями транспортованого матеріалу і в першу чергу впливають на вибір таких проектних параметрів, як: z ; $s_{\text{жс}}$; ω і T . Оскільки, незалежно від варіювання інших характеристик, збільшення кроку гвинта та кутової швидкості його обертання, а також зменшення зазору між спіраллю та жолобом і товщини стінки жолоба покращують показники якості роботи конвеєра, ці параметри приймають максимально або мінімально допустимими, виходячи з умов безпечної та надійної експлуатації при конкретних робочих режимах.

Зокрема, крок гвинтової спіралі приймається в межах (0,8–1) D відповідно до ГОСТ 2705–73 та ГОСТ 2087–82, тоді як зазор між спіраллю та жолобом і кутову швидкість обертання обирають на основі фізико-механічних характеристик транспортованого матеріалу [37], а товщину стінки спіралі визначають залежно від вагової витрати.

Зменшення числа змінних параметрів до чотирьох значно спрощує розв’язання цієї нелінійної задачі оптимального проектування і дозволяє отримати рішення в узагальненому вигляді. Використовуючи умови Куна–Таккера [37], можна зробити висновок про наявність відповідних множників, що характеризують вплив обмежень на оптимальні значення параметрів.

$$U_i \geq 0; i = 1, 2 \dots 8 \text{ такі, що } U_i f_i = 0 \text{ і } d\psi(x, U)/dx = 0, \text{ де}$$

$$\varphi = f_0 + \sum_{i=1}^8 u_i f_i - \text{функція Лагранжа; } x = (D, d, H, s).$$

Обчислюємо часткові похідні лагранжіанової функції для визначення умов екстремуму та подальшого розв'язання задачі оптимізації

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial D} = \frac{\partial f_0}{\partial D} - u_1(3D^2 - d^2) + u_2 \frac{\sqrt{\pi^2 + 1 - \psi_{don}^2}}{\pi \psi_{don}} + u_3 = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial d} = \frac{\partial f_0}{\partial d} + 2u_1 Dd - u_2 - u_6 \left(2sd + \frac{2s^4}{d^2} - 3s^2 \right) - 0,5u_8 - u_3 = 0; \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial H} = \frac{\partial f_0}{\partial H} + 2 \frac{u_3}{\delta} - u_4 + u_5 = 0;$$

$$\frac{\partial \varphi(x, u)}{\partial s} = \frac{\partial f_0}{\partial s} - u_6 \left(d^2 - 6ds + 12s^2 - \frac{8s^3}{d} \right) - u_7 + u_8 = 0.$$

Метод відбору оптимальних параметрів шляхом перевірки великої кількості варіантів вважається занадто трудомістким і неприйнятним для практичного застосування. Тому, після детального аналізу, залишають лише розрахункові варіанти, які дозволяють практично визначити оптимальні значення для більшості шнекових конвеєрів, що використовуються в народному господарстві. Процес визначення оптимальних параметрів конвеєра реалізується за трьома альтернативними схемами, порядок розрахунку яких представлено наступним чином.

На початковому етапі, за першою схемою, яка передбачає розрахунок варіантів, де ключовими є обмеження щодо продуктивності та пластичних властивостей матеріалу, виконують обчислення

$$D = \sqrt[3]{\frac{8\pi^2\psi_{\text{don}}^2 Q}{k_T \varphi_{np} \omega (\psi_{\text{don}}^2 - 1) (\pi_2 + 1)}}; \quad (3.17)$$

$$d = \frac{\sqrt{\pi^2 + 1 - \psi_{\text{don}}^2}}{\pi \psi_{\text{don}}}; \quad (3.18)$$

$$s = s_{\min}. \quad (3.19)$$

Приймаємо товщину заготовки рівною більшому з двох отриманих значень

$$H = \delta(D - d)/2; \quad (3.20)$$

$$H = H_{\min}. \quad (3.21)$$

Отримані значення D , d , H , s перевіряються на відповідність обмеженням. У разі невиконання цих умов переходять до розрахункової схеми, де визначальним критерієм є обмеження за стійкістю, з чого випливає

$$s = s_{\min}; H = H_{\max}; \quad (3.22)$$

$$D = \frac{H_{\max}}{2\delta} \left(\sqrt{1 + \frac{8\delta^3 Q}{k_T \omega \varphi_{np} H_{\max}^3}} + 1 \right); \quad (3.23)$$

$$d = D - \frac{2H_{\max}}{\delta}. \quad (3.24)$$

Якщо параметри d , s , отримані за попередніми схемами, не відповідають

встановленим вимогам, розрахунок виконують за схемою, де ключовим є обмеження на опір крутному моменту (варіанти 12, 14): $s = s_{\min}$. Параметр найзручніше визначати за допомогою ітераційної залежності.

$$D_i = \sqrt[3]{d^2 D_{i-1} + \frac{8Q}{k_T \psi_{np} \omega}}; \quad (3.25)$$

де d визначаємо за апроксимованою формулою або обчислюємо за спрощеною формулою

$$d = \sqrt{\frac{2M_{кр}}{\pi s [\tau_{кр}]}}; \quad (3.26)$$

або за більш точною ітераційною формулою чи або використовуючи точніший ітераційний метод

$$d_i = \sqrt{\frac{2M_{кр}}{\pi s [\tau_{кр}]} - \frac{7s^2}{4} + \frac{2s^3}{d_{i-1}} + \frac{3}{2}s}. \quad (3.27)$$

Отримані значення D , d , H , s під час розрахунків узгоджуємо з вимогами відповідних стандартів. Розташування точки оптимуму для різних схем обчислень наведено у джерелі [37].

Розроблений підхід дає змогу підбирати оптимальні параметри гвинтових

конвеєрів у тих випадках, коли значення коефіцієнтів залишаються сталими. У процесі оптимізації за критерієм вартості конвеєра, з урахуванням можливого використання різних способів виготовлення його деталей, наприклад, навивання чи прокатування спіралей, що призводить до різної собівартості, більш економічним може виявитися варіант із більшим споживанням матеріалу. Тому у сумнівних ситуаціях доцільно виконувати одночасні розрахунки для кількох технологічних варіантів виробництва конвеєра.

Подібним чином, через меншу вартість заготовки для суцільного вала порівняно з пустотілим, використання першого може виявитися економічно доцільнішим. Розрахунок конвеєра з суцільним валом проводять за тією ж процедурою та з використанням тих самих формул, що й для пустотілого. Запропонований підхід до визначення параметрів конвеєра відповідає принципам оптимального проектування та не потребує застосування складних чисельних методів оптимізації і громіздкого програмного забезпечення.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА У НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

4.1 Заходи охорони праці при перевантаженні зерна у складах

Організація робіт із навантаження та перевантаження зерна у складських приміщеннях вимагає суворого дотримання вимог охорони праці, оскільки ці процеси пов'язані з дією рухомих механізмів, підвищеною запиленістю, шумом, небезпекою вибухів пилу, можливістю травмування працівників та ризиком обвалів зернової маси. Належна система безпеки має забезпечувати мінімізацію ризиків на всіх етапах – від підготовки приміщення до завершення технологічних операцій.

Загальні вимоги до організації робіт. Перед початком перевантажувальних робіт відповідальна особа повинна провести інструктаж працівників і перевірити готовність приміщення. Нормативні документи вимагають, щоб кожен працівник був ознайомлений із безпечними прийомами роботи, правилами користування обладнанням та засобами індивідуального захисту [35].

Складські приміщення повинні бути технічно справними, мати достатній рівень освітлення та вентиляції, а також відповідати встановленим протипожежним вимогам. Доступ до зон, де розміщуються конвеєри, норії, транспортери, заборонено стороннім особам. Усі проходи та технологічні коридори мають бути вільними, а підлога – рівною, сухою та очищеною від просипів зерна, які можуть спричинити ковзання або створити джерело запиленості.

При виконанні робіт допускаються лише особи, які пройшли медичний огляд, мають достатню кваліфікацію та підтверджене навчання з охорони праці. Це є обов'язковою вимогою для робіт, пов'язаних із підвищеною небезпекою.

Вентиляція, мікроклімат та боротьба із запиленістю.

Зерно під час переміщення утворює значну кількість суспензій дрібнодисперсного пилу, що становить небезпеку для органів дихання й створює вибухонебезпечне середовище. Нормативні вимоги передбачають наявність у складських приміщеннях

системи механічної вентиляції, здатної підтримувати концентрацію пилу на рівні, нижчому від гранично допустимих.

Під час роботи транспортних механізмів вентилятори мають працювати безперервно. Зони, де пил може накопичуватися найбільш інтенсивно – місця завантаження, вивантаження, пересипання зерна, – повинні бути оснащені місцевими аспіраційними системами.

Працівники повинні користуватися респіраторами фільтрувального типу, захисними окулярами та спецодягом, стійким до забруднення пилом. Усі засоби індивідуального захисту мають бути сертифікованими і утримуватися у відповідному стані.

Вибухо- та пожежобезпека. Зерновий пил за певних умов здатний до вибухового займання, тому у складах обов'язково передбачають заходи з попередження утворення вибухонебезпечної концентрації. Виробничі приміщення повинні бути обладнані автоматичною пожежною сигналізацією, а також системами первинного пожежогасіння.

Забороняється застосування відкритого вогню, іскроутворюючих інструментів, палітурних ламп або несправних електроприладів. Уся електрична апаратура повинна мати пилозахищене виконання та відповідати класу вибухозахисту, передбаченому для зерносклади.

Обслуговування електрообладнання може виконувати лише спеціально навчений персонал, а всі профілактичні огляди проводяться згідно з графіком, затвердженим у відповідній технологічній документації.

Безпека під час роботи з транспортним обладнанням. Зернопереробні склади зазвичай оснащені норіями, транспортерами, шнековими конвеєрами, стрічковими механізмами та різноманітними завантажувальними пристроями. Усі ці машини повинні мати надійно встановлені огороження на рухомих частинах, а також справні системи аварійної зупинки.

Пуск обладнання здійснюють лише після переконання, що в зоні дії механізмів немає людей. Працівники зобов'язані знаходитися на безпечній відстані під час

пересування зерна. Заборонено очищати або змащувати механізми під час їх роботи.

Нормативи вимагають, щоб кожен транспортний механізм проходив регулярну технічну перевірку. Усі результати оглядів фіксують у відповідних журналах експлуатації.

Окрему загрозу становить ризик засипання працівника зерном. Тому правила охорони праці категорично забороняють перебування людей на поверхні зернової маси під час її переміщення або перемішування. У тих рідкісних випадках, коли необхідно виконати огляд усередині бункера, робітника страхують за допомогою запобіжного пояса та страховочного каната. Поряд повинна перебувати друга особа, яка контролює ситуацію.

Перед доступом працівників всередину обладнання необхідно повністю відключити живлення механізмів, замкнути приводні пристрої на замок та вивісити попереджувальні таблички «Не вмикати – працюють люди».

Організаційні заходи та документація. До початку сезону зернозаготівлі керівництво підприємства зобов'язане провести оцінку ризиків, оновити інструкції з охорони праці та ознайомити з ними персонал під підпис. Для кожного типу обладнання мають бути наявні паспорти та інструкції виробника.

На підприємстві повинна діяти система оперативного контролю за станом охорони праці: проведення цільових інструктажів, позапланових перевірок, щоденний огляд робочих місць. Усі інциденти, навіть незначні, підлягають документуванню та аналізу.

Перша допомога та аварійні ситуації. У складських приміщеннях мають бути доступні аптечки, а персонал повинен володіти навичками надання першої домедичної допомоги. Нормативні документи передбачають регулярне навчання працівників діям при пожежі, вибуху пилу, травмуванні або засипанні зерном.

Шляхи евакуації повинні бути позначені, освітлені та постійно вільні. У місцях з інтенсивним рухом техніки встановлюють попереджувальні знаки і бар'єри, що обмежують пересування пішоходів.

Забезпечення охорони праці під час перевантаження зерна у складах вимагає комплексного підходу, який охоплює як технічну безпеку обладнання, так і організаційні заходи, навчання персоналу та контроль стану робочого середовища. Дотримання вимог

нормативних документів дозволяє знизити ризик травматизму, запобігти аварійним ситуаціям і забезпечити стабільний, безпечний та ефективний виробничий процес.

4.2 Надзвичайні ситуації, що виникають при перевантаженні зерна у складах

Перевантаження зерна у складських приміщеннях є одним із ключових процесів зернозберігаючих та зернопереробних підприємств, проте водночас воно пов'язане з численними ризиками, здатними призвести до надзвичайних ситуацій. Технологічний цикл перевантаження передбачає роботу з норіями, шнековими та стрічковими конвеєрами, завантажувальними та розвантажувальними механізмами, а також переміщення зерна всередині бункерів і силосів. Всі ці операції створюють потенційну небезпеку через рухомі частини обладнання, запилену атмосферу та підвищену ймовірність утворення вибухонебезпечних сумішей пилу, що обумовлює потребу в суворому дотриманні правил охорони праці.

Серед основних надзвичайних ситуацій, що можуть виникати під час перевантаження зерна, слід виділити механічні аварії, пожежі та вибухи пилу, засипання працівників зерновою масою, а також професійні захворювання, пов'язані з тривалим впливом пилу та мікроорганізмів, що утворюються у зерні. Механічні аварії найчастіше виникають унаслідок виходу з ладу приводних механізмів норій, шнекових або стрічкових конвеєрів, а також через пошкодження або відсутність огорожень рухомих частин. Крім того, до причин таких аварій належить порушення правил пуску і зупинки обладнання, неправильне обслуговування або експлуатація несправних пристроїв. Наслідки механічних аварій є багатоплановими: від травмування персоналу до пошкодження зерна та переривання технологічного процесу, що, у свою чергу, спричиняє економічні

втрати підприємства.

Пожежі та вибухи пилу становлять особливо серйозну загрозу. Зерновий пил у повітрі, при певних концентраціях, утворює вибухонебезпечну атмосферу, і будь-яке іскроутворення, нагрівання обладнання або контакт із відкритим вогнем може спричинити вибух або займання. Такі надзвичайні ситуації призводять не лише до значних матеріальних збитків і травмування персоналу, а й до руйнування конструкцій складських приміщень та необхідності проведення тривалих відновлювальних робіт. Крім цього, в умовах підвищеної запиленості можливе погіршення умов праці та поява хронічних захворювань дихальних шляхів, що також враховується у плануванні заходів охорони праці.

Особливо небезпечними є випадки засипання працівників зерновою масою під час проведення операцій у бункерах, силосах чи зернових ямах. Найчастіше такі ситуації виникають при недостатньому дотриманні правил роботи всередині зернової маси, відсутності страхувальних систем або раптовому запуску механізмів. Цей вид аварій характеризується високим рівнем ризику для життя та здоров'я, що зумовлює необхідність суворого дотримання процедур безпечного доступу до зерна, використання страхувальних поясів і присутності колеги, який здійснює контроль за ситуацією.

Запобігання надзвичайним ситуаціям потребує комплексного підходу. Технічні заходи включають регулярне технічне обслуговування обладнання, перевірку стану рухомих частин, наявність огорожень, аварійних систем зупинки та електроприладів вибухозахищеного типу. Складські приміщення повинні бути обладнані ефективною вентиляцією та аспіраційними системами для видалення пилу, а параметри мікроклімату – підтримуватися на рівні, що запобігає утворенню вибухонебезпечних сумішей. До технічних заходів також належить контроль температури та вологості зерна для запобігання самозайманню.

Організаційні заходи є не менш важливими та передбачають обов'язкове навчання персоналу, проведення інструктажів із питань охорони праці та

дотримання правил безпечного доступу до зон підвищеного ризику. Працівники повинні бути ознайомлені з методами безпечної експлуатації обладнання, умовами роботи всередині бункерів та правилами надання першої допомоги. Підтримання чистоти робочих місць і проходів є обов'язковим, оскільки просипання зерна може стати додатковим джерелом ризику. Використання засобів індивідуального захисту – респіраторів, захисних окулярів, касок та спецодягу – є обов'язковим, а робота всередині зернових бункерів допускається лише при страхуванні та під контролем колеги.

У разі виникнення надзвичайної ситуації, першочерговими заходами є негайне відключення обладнання, евакуація персоналу та проведення необхідних дій для ліквідації наслідків. Механічні несправності усуваються шляхом ремонту або заміни пошкоджених елементів, пожежі та вибухи пилу ліквідуються із застосуванням первинних засобів або автоматизованих систем пожежогасіння, одночасно забезпечується евакуація людей. Засипання зерном потребує залучення рятувальних бригад і використання механізованих засобів для обережного видалення зерна, а постраждалому надається домедична допомога та за потреби проводиться транспортування до медичного закладу. Після ліквідації надзвичайної ситуації здійснюється оцінка стану здоров'я персоналу, документування інциденту та оновлення інструкцій з охорони праці, що сприяє запобіганню повторенню подібних випадків.

Таким чином, забезпечення безпеки при перевантаженні зерна у складах вимагає комплексного підходу, який включає технічну надійність обладнання, організаційні заходи, підготовку та навчання персоналу, контроль стану робочого середовища, а також наявність чітких планів дій у надзвичайних ситуаціях. Дотримання нормативних вимог дозволяє знизити ризики аварій, травмувань і втрат продукції, забезпечує безпечний та ефективний технологічний процес і підвищує промислову безпеку підприємства загалом.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Основним завданням кваліфікаційної роботи було підвищення продуктивності навантажувача зерна при підвищенні його функціональних можливостей. Це досягається за рахунок зміни конструкції живильника та обґрунтування кінематичних параметрів вивантажувального шнека.

В результаті цього отримано:

- ширина захвату живильника до 3,58 м. При цьому встановлено, що шнек діаметром 0.2 м повинен обертатися з частотою не менше 148 об/хв;
- потужність, що споживається живильником становить 2,4 кВт;
- вал шнеків виконано пустотілим із внутрішнім діаметром 36 мм, зовнішнім – 48 мм. Запас міцності даного вала становить 2. Перевірка вала шнека на жорсткість показала, що прийняті його геометричні розміри та матеріал повністю задовольняють умови жорсткості;
- при прийнятих конструктивних розмірах окремих елементів, для забезпечення встановленої продуктивності мінімально необхідне значення обертів вивантажувального шнека становить 233,7 об/хв;
- для забезпечення поставленої продуктивності навантажувачем, привід вивантажувального шнека при прийнятих конструктивних розмірах споживатиме не менше 4,07 кВт;
- в кінцевому варіанті сумарна споживана потужність на привід шнеків живильника та вивантажувального шнека буде становити 6,47 кВт;
- для приводу вибрано двигун трьохфазний коротко замкнутий серії 4А, закритий з синхронною частотою 1000 об/хв 4А132М6У3 з параметрами $P_{дв}=7,5\text{кВт}$ і ковзанням 3,2 %;

При дослідженні параметрів об'єкту розробки проаналізовано теоретичні передумови розрахунку гвинтових конвеєрів, представлені залежності руху потоку вантажу в гвинтових конвеєрах та вибрано швидкісний режим транспортування зернового матеріалу, а також наведено алгоритм оптимізації шнекового транспортера навантажувача.

Також у роботі пророблені питання охорона праці та безпеки у надзвичайних ситуаціях, де розроблено заходи з охорони праці при перевантаженні зерна у складах та проаналізовано надзвичайні ситуації, що виникають при перевантаженні зерна у складах.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Andreikiv O.E., Babii A.V., Dolinska I.Ya., and Matviiv Yu.Ya. Determination of the Residual Life of the Spraying Boom of a Field Sprinkler in the Maneuvering Loading Mode. *Materials Science*. Vol. 56. No. 1, July, 2020. P. 112–118.
2. Andreikiv, O.Y., Dolinska, I.Y., Babii, A.V. et al. Residual life of the folded bimetal plate taking into account degradation of materials at high temperature and under long-term loading. *Mater Sci* 60, 650–656 (2025). <https://doi.org/10.1007/s11003-025-00932-9>.
3. Andreykiv O., Babii A., Dolinska I.,Yadzhak N., Babii M. Residual lifetime prediction of field sprayer booms under the action of manoeuvre loading and corrosive environment. *Procedia Structural Integrity*. Volume 36, 2022, P. 36-42. (ISSN 24523216, DOI 10.1016/j.prostr.2021.12.080).
4. Andrii Babii, Taras Dovbush, Nadiia Khomuk, Anatolii Dovbush, Anna Tson, Vasyl Oleksyuk, 2022. Mathematical model of a loaded supporting frame of a solid fertilizers distributor. *Procedia Structural Integrity* No 36. 203-210.
5. Babii A. Important aspects of the experimental research methodology. *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, 2020. Vol 97. No 1. P. 77–87.
6. Babii A. Study of the efficiency of working mixture application in chemical crop protection. *Scientific Journal of TNTU (Tern.)*, 2020. Vol 98. No 2. P. 99–109.
7. Babii A., Babii M. Impact of oscillation amplitude of boom sprayers load-bearing frame sections. *Scientific Journal of TNTU. Tern. : TNTU*, 2019. Vol. 95, No 3, P. 97–104.
8. Babii A., Blashchak B. Justification of the parameters of the soil preparation module of the potato planting machine. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки*. 2025. Вип. 12(43), ч.ІІ. С. 165-174.
9. Babii A., Holovetskyi I. Engineering method of studying the kinematic parameters of the working body of the potato harvesting machine. *Central Ukrainian*

Scientific Bulletin. Technical Sciences. 2024. Vol. 10(41)_I. P. 200-212. DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10\(41\).1.200-212](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2024.10(41).1.200-212).

10. Babii A., Holovetskyi I., Boiko V. (2024) Analysis of the behavior of potato bearing layer particles on the oscillating plane of the potato plant ploughshare. Scientific Journal of TNTU (Tern.), vol 116, no 4, pp. 78–89. https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2024.04.078.

11. Babii A., Levytskyi B. (2024) Research of stress-strain state of tank of small-size self-propelled sprayer. Scientific Journal of TNTU (Tern.), vol 115, no 3, pp. 91–99. https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2024.03.091.

12. Babii A., Levytskyi B., Dovbush T., Babii M., Khomuk N., Dovbush A., Valiashek V. Mathematical model of sprayer tank loading. Procedia Structural Integrity, 2024. No 59, 609-616. <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2024.04.086>.

13. Babii A.; Aulin V.; Babii M.; Levytskyi B. (2022) Investigation of the working capacity of the operating body suspension functional-transporting machine. Scientific Journal of TNTU (Tern.), vol 105, no 1, pp. 5–12. https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2022.01.005.

14. Oleg Lyashuk, Andrii Diachun, Ihor Tkachenko, Mykola Stashkiv, Andrii Babii, Maria Pankiv, Zhanna Babiak, Alexander Marunych, Oleg Lakh, Artur Starikh. Investigation of the bulk material movement kinematics in conical screw conveyor. INMATEH - Agricultural Engineering. Vol. 74, 2024. No. 3. pp. 732-744.

15. Study of the performance efficiency parameters of a potato planting machine / Andrii Babii, Bohdan Blashchak // Scientific Journal of TNTU. Tern.: TNTU, 2025. Vol 118. No 2. P. 117–127.

16. Syrotyuk A.M., Babii A.V., Barna R.A., Leshchak R.L., Marushchak P.O. Corrosion-Fatigue Crack-Growth Resistance of Steel of the Frame of a Sprayer Boom. Materials Science, 2021, 56(4), P. 466–471.

17. Бабій А., Бабій М. Дослідження міцності елементів конструкції функціонально-транспортуючих мобільних засобів. *Науковий журнал «Інженерія природокористуванн*, 2019. №3 (13) С. 87–91.

18. Бабій А., Вовк І., Гладь Ю. Багатофункціональний ротаційний робочий орган. Інновації в агропромисловому комплексі, машинобудуванні та транспорті: збірник тез доповідей Міжнародної науково-практичної конференції, м. Рівне, 9-10 квітня 2025 року. Рівне: НУВГП, 2025. С.6-8.

19. Бабій А.В. Аналіз параметрів штангового обприскувача з метою збільшення його продуктивності. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine, 2019. Vol. 10. No. 4. С. 51–55.

20. Бабій А.В. Дослідження впливу горизонтальних коливань штанги на рівномірність обприскування. Матеріали Всеукраїнської наукової конференції молодих учених і науково-педагогічних працівників, 16 червня 2020 р. Редкол. : Непочатенко О.О. (відп. ред.) та ін. Умань : ВПЦ «Візаві», 2020. С. 121–123.

21. Бабій А.В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Конструкція, розрахунок і виробництво сільськогосподарських машин» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» зі спеціалізацією «Машини сільськогосподарського виробництва» для здобуття освітнього ступеня «бакалавр» / А.В. Бабій. Вид–во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2017. 100 с.

22. Бабій А.В. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Сільськогосподарські машини: конструкції та розрахунок» для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Бакалавр». Машини для заготівлі кормів. Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2022. 76 с.

23. Бабій А.В., Бабій М.В. Динамічна модель енергозберігаючого приводного механізму косарки. Вісник ХНТУСГ. Випуск 145. “Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва”. Харків, 2014. С.112–

24. Бабій А.В., Бабій М.В. Організація і технологія механізованих робіт: навчальний посібник до курсового проєктування для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Бакалавр». Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2023. 144 с.

25. Бабій А.В., Брошак І.С., Мартинюк В.В. Пристрій для прикореневого підживлення вегетуючих рослин. Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми конструювання, виробництва та експлуатації сільськогосподарської техніки». Кропивницький: ЦНТУ. 2023. С.68-69.

26. Бабій А.В., Вовк І.В., Бабій В.А. Обґрунтування параметрів вала багатофункціонального ротаційного робочого органу. Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції "Підвищення надійності і ефективності машин, процесів і систем. Improving the reliability and efficiency of machines, processes and systems", 17-19 квітня 2024 р. Кропивницький : ЦНТУ, 2024. С. 9-10.

27. Бабій А.В., Дзюра В.О., Головецький І.В. Дослідження впливу вертикальних коливань штанги обприскувача на рівномірність обприскування. Центральнотернопільський науковий вісник. Технічні науки. 2022. Вип. 5(36)_І. С. 216-226.

28. Бабій А.В., Довбуш Т.А., Бабій М.В., Ткаченко О.І., Сташків М.Я. Динаміка машин. Навчальний посібник для студентів денної та заочної форм навчання спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування» та 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Магістр». Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2023. 246 с.

29. Бабій А., Лещак Р., Барна Р. Корозійна тривкість сталі рами штангових обприскувачів у рідинному середовищі агрохімікатів. Проблеми корозії та протикорозійного захисту конструкційних матеріалів: спец. вип. журналу „Фізико-хімічна механіка матеріалів”. № 13. Львів: Фізико-механічний інститут ім. Г.В. Карпенка НАН України, 2020. С. 356–360.

30. Блащак Б.О., Бабій А.В., Жук Н.В., Бабій В.А. Колесо змінного діаметру. *Актуальні задачі сучасних технологій* : зб. тез доповідей XIII міжнар. наук.-практ. конф. молодих учених та студентів. м. Тернопіль, 11-12 грудня 2024 р. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2024. С.78-79.

31. Вовк І., Бабій В., Бубняк Р. Переваги використання багатофункціонального ротаційного робочого органу. Матеріали VIII Міжнародної студентської науково - технічної конференції / Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет ім. І.Пулюя (м. Тернопіль, 24-25 квітня 2025 р.), 2025. С.28-29.

32. Вовк І.В., Бабій А.В. Обґрунтування доцільності у проєктуванні багатофункціонального ротаційного робочого органу. *Актуальні задачі сучасних технологій* : зб. тез доповідей XII міжнар. наук.-практ. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 6-7 грудня 2023) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2023. С.96-97.

33. Вовк І.В., Бабій А.В., Малевич Н.Ю., Новацький П.І. Обґрунтування частоти обертання вала ротаційного робочого органу. *Актуальні задачі сучасних технологій* : зб. тез доповідей XIII міжнар. наук.-практ. конф. Молодих учених та студентів, (Тернопіль, 11-12 грудня 2024) / М-во освіти і науки України, Терн. націон. техн. ун-т ім. І. Пулюя [та ін.]. Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2024. С.80-81.

34. Довбуш Т.А., Хомик Н.І., Бабій А.В., Цьонь Г.Б., Довбуш А.Д. Опір матеріалів: навчальний посібник до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2022. 220 с.

35. Керб Л. П. Основи охорони праці: Навч. пос. К.: КНЕУ, 2003. 215с.

36. Олексюк В.П. Методичні вказівки до виконання кваліфікаційної роботи для здобувачів другого (магістерського) рівня вищої освіти за освітньо-професійною програмою «Агроінженерія». / В.П. Олексюк, А.В. Бабій, М.Я.

Сташків, Н.І. Хомик, Т.А. Довбуш, Г.Б. Цьонь, В.В. Мартинюк. Тернопіль: ТНТУ ім. І. Пулюя, 2024. 93 с.

37. Механізми з гвинтовими конвеєрами / Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пелипець М.І., Матвійчук А.В. Львів: Світ, 1993. 208 с.

38. Опір матеріалів. Під заг. ред. акад. АН УРСР Г. С. Писаренко. К.: Вища школа, 1974. 304 с.

39. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин. К.: Вища шк., 1993. 556 с.

40. Сільськогосподарські машини: основи теорії та розрахунку : навч. посіб. / за ред. Д. Г. Войтюка; авт. кол.: / Д.Г. Войтюк, С.С.Яцун, М.Я. Довжик. Суми: ВТД «Університетська книга», 2008. 543 с.

41. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студ. вищ. навч. закл. із спец. «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва» / За ред. М.І. Черновола. Кн. 1: Машини для рільництва / П.В. Сисолін, В.М. Сало, В.М. Кропівний; За ред. М.І. Черновола. К.: Урожай, 2001. 384 с.

42. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування: Підруч. для студ. вищ. навч. закл. із спец. «Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва» / За ред. М.І. Черновола. Кн. 3: Машини та обладнання для переробки зерна та насіння / П.В. Сисолін, М.М. Петренко, М.О. Свірень; За ред. М.І. Черновола. К.: Фенікс, 2007. 432 с.

43. Хомик Н. І., Мартинюк В. В., Бабій А. В., Цьонь Г. Б., Довбуш Т. А., Довбуш А. Д. Агрозахист: навчальний посібник за заг. ред. к. т. н., доц. Хомик Н. І. Тернопіль : ФОП Паляниця В. А., 2025. 520 с.

44. Хомик Н.І. Методичний посібник до виконання кваліфікаційної роботи для здобувачів першого (бакалаврського) рівня вищої освіти спеціальності 208 «Агроінженерія» / Н.І. Хомик, В.П. Олексюк, М.Я. Сташків, А.В. Бабій, Т.А. Довбуш. Тернопіль: ТНТУ імені Івана Пулюя, 2025. 106 с.

ДОДАТКИ