

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет _____ КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ _____

ПОГОДЖЕНО

Декан факультету

_____ конструювання та дизайну _____
(назва факультету)

_____ Іван РОГОВСЬКИЙ _____
(підпис) (ПІБ)

“ _____ ” _____ 2026 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

_____ конструювання машин і обладнання _____
(назва кафедри)

_____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН _____
(підпис) (ПІБ)

“ _____ ” _____ 2026 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему

**ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ
ТРАНСПОРТУВАННЯ КОРМІВ ВРХ**

Спеціальність _____ 133 – Галузеве машинобудування _____
(код і назва)

Освітня програма _____ Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва _____
(назва)

Орієнтація освітньої програми _____ освітньо-наукова _____
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

_____ д.т.н., професор _____
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Вячеслав Сергійович ЛОВЕЙКІН
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

_____ д.т.н., професор _____
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Вячеслав Сергійович ЛОВЕЙКІН
(ПІБ)

_____ к.т.н., доцент _____
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Анастасія Петрівна ЛЯШКО
(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Михайло Петрович ФЛОРЧУК
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2026

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет _____ КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

конструювання машин і обладнання

д.т.н., професор _____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(науковий ступінь, (підпис) (ПІБ)
вчене звання)

“17” грудня 2024 року

З А В Д А Н Н Я

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Флорчука Михайла Петровича _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ 133 – Галузеве машинобудування _____

(код і назва)

Освітня програма _____ Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва _____

(назва)

Орієнтація освітньої програми _____ освітньо-професійна _____

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи **ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ
ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ КОРМІВ ВРХ**

затверджена наказом ректора НУБіП України від “16” грудня 2024 р. № 2268 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру _____ 2026.05.18

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Технологічна схема застосування
гвинтового конвеєра для транспортування кормів ВРХ, продуктивність, умови
експлуатації, параметри приводу та режим роботи.

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Провести аналіз існуючих конструкцій гвинтових конвеєрів для транспортування кормів велика рогата худоба.
2. Виконати розрахунок конструктивних параметрів гвинтового конвеєра для транспортування кормових сумішей та сипких кормів.
3. Провести динамічний аналіз руху гвинтового конвеєра з урахуванням навантажень та властивостей матеріалу.
4. Оптимізувати режим руху гвинтового конвеєра.
5. Розробити заходи з охорони праці.
6. Виконати розрахунок економічної ефективності.

Дата видачі завдання “17 грудня 2024 р.

**Керівник магістерської
кваліфікаційної роботи**

_____ Вячеслав Сергійович ЛОВЕЙКІН

(підпис)

(прізвище та ініціали)

_____ Анастасія Петрівна ЛЯШКО

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

_____ Михайло Петрович ФЛОРЧУК

(підпис)

(прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота складається зі вступу, 6 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел і викладена на 86 сторінках комп'ютерного тексту.

Метою магістерської кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності гвинтових конвеєрів при транспортуванні кормів ВРХ на основі проведення динамічного аналізу та оптимізації режимів їхнього руху (пуску).

Для досягнення поставленої мети в магістерській кваліфікаційній роботі вирішені такі завдання:

- Проведено аналіз існуючих конструкцій та сучасного стану досліджень динаміки гвинтових конвеєрів для транспортування кормів великої рогатої худоби (ВРХ).
- Виконано кінематичний розрахунок приводу гвинтового конвеєра для транспортування кормових сумішей та сипких кормів, визначено потрібну потужність електродвигуна, кутові швидкості, параметри на валах приводу, а також проведено розрахунок вала за еквівалентним моментом та вибір шпонок.
- Побудовано двомасову динамічну модель та відповідну математичну модель у вигляді системи двох диференціальних рівнянь другого порядку, на основі яких проведено динамічний аналіз руху гвинтового конвеєра при транспортуванні кормів ВРХ та визначено його кінематичні, динамічні й енергетичні характеристики.
- Оптимізовано режим руху (пуску) гвинтового конвеєра за критерієм мінімуму середньоквадратичного значення рушійного моменту приводу, що дозволило усунути коливання елементів приводного механізму та робочого органу (шнека) і мінімізувати динамічні навантаження.

- Розроблено заходи з охорони праці та техніки безпеки при експлуатації транспортуючих машин і гвинтових конвеєрів у сільськогосподарському виробництві.
- Обґрунтовано економічну доцільність розробки нової конструкції гвинтового конвеєра для транспортування кормів ВРХ, розраховано капітальні вкладення (інвестиції), річні експлуатаційні витрати, річний економічний ефект та термін окупності капітальних вкладень.

Ключові слова: гвинтовий конвеєр, шнек, привод, кінематичний розрахунок, динамічний аналіз, двомасова модель, оптимізація режиму пуску, критерій мінімуму середньоквадратичного моменту, охорона праці, економічна ефективність.

3MICT

РЕФЕРАТ.....	4
ВСТУП.....	9
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	11
1.1. Сучасний стан досліджень динаміки гвинтових конвеєрів	11
1.2. Аналіз динамічних процесів у приводних системах транспортних машин.....	13
1.3. Коливальні процеси та динамічні навантаження у гвинтових конвеєрах	15
1.4. Дослідження режимів пуску та перехідних процесів	15
1.5. Двомасові динамічні моделі приводних систем	16
1.6. Методи математичного моделювання гвинтових конвеєрів	18
1.7. Методи оптимізації режимів руху та пуску	19
1.8. Критерії оптимізації динамічних процесів.....	20
1.9. Аналіз методів зниження динамічних навантажень і коливань	21
1.10. Чисельне моделювання та комп'ютерний аналіз динаміки.....	22
1.11. Висновки до розділу	23
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА І РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА	25
2.1. Визначення основних розмірів гвинтового конвеєра	25
2.2. Визначення потужності на валу приводного електродвигуна	27
2.3. Вибір передавального механізму приводу	28
2.4. Визначення поздовжньої сили гвинтового валу	29
2.5. Розрахунок гвинтового валу на міцність.....	30
2.6. Розрахунок гвинтового валу на жорсткість.....	33

2.7.	Розрахунок розгортки гвинтової лінії гвинтового валу.....	34
2.8.	Обґрунтування прийнятих конструктивних рішень	36
РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА.....		38
3.1.	Основні положення моделювання гвинтового конвеєра.....	38
3.2.	Динамічна модель гвинтового конвеєра.....	39
3.3.	Математична модель гвинтового конвеєра	45
3.4.	Вихідні параметри для розрахунку динаміки руху гвинтового конвеєра	47
3.5.	Результати динамічного аналізу гвинтового конвеєра	47
РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА .		53
4.1.	Вибір критерію оптимізації режиму пуску конвеєра.....	53
4.2.	Визначення оптимального режиму пуску гвинтового конвеєра	54
4.3.	Результати оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра.....	57
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ.....		63
5.1.	Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів.....	63
5.2.	Заходи безпеки під час експлуатації конвеєра	65
5.3.	Заходи зниження шуму, вібрацій та динамічних навантажень	67
РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ.....		70
6.1.	Обґрунтування економічної доцільності розробки.....	70
6.2.	Розрахунок капітальних вкладень (інвестицій).....	71
6.3.	Розрахунок річних експлуатаційних витрат.....	72
6.3.1.	Витрати на електроенергію	72
6.3.2.	Амортизаційні відрахування	73
6.3.3.	Витрати на поточний ремонт та технічне обслуговування	73
6.3.4.	Витрати на оплату праці та супутні втрати.....	74

6.4. Визначення економічного ефекту та показників ефективності	75
6.4.1. Річний економічний ефект	75
6.4.2. Термін окупності капітальних вкладень.....	75
ВИСНОВКИ	76
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	78
ДОДАТКИ	86

ВСТУП

Об'єктом досліджень магістерської кваліфікаційної роботи є гвинтовий конвеєр для транспортування кормів ВРХ.

Мета роботи направлена на підвищення ефективності гвинтових конвеєрів при транспортуванні кормів ВРХ.

Гвинтові конвеєри є машинами неперервного транспорту, тяговим органом яких є гвинтовий вал (шнек). Вони використовуються для переміщення сипучих, порошкоподібних і дрібно шматкових вантажів на незначні відстані при продуктивності до 100 т/год в різних галузях промисловості і, зокрема, на підприємствах сільськогосподарського виробництва.

Перевагами гвинтових конвеєрів є простота конструкції і нескладність технічного обслуговування, невеликі габаритні розміри, зручність проміжного розвантаження та герметичність.

Недоліками гвинтових конвеєрів є висока питома витрата енергії, значне стирання і подрібнення вантажу, підвищений знос гвинта і жолоба, а також чутливість до перевантажень.

В магістерській кваліфікаційній роботі розроблено конструкцію гвинтового конвеєра для транспортування кормів для ВРХ, а також проведені необхідні розрахунки. Проведено також динамічний аналіз гвинтового конвеєра та здійснено оптимізацію режиму його руху.

Проведено моделювання динаміки руху гвинтового конвеєра, зокрема, побудовано його динамічну модель, яка представлена у вигляді двомасової динамічної моделі. На основі динамічної моделі побудовано математичну модель, яка представлена системою двох диференціальних рівнянь другого порядку. В результаті проведеного розрахунку математичної моделі динаміки руху гвинтового конвеєра визначені його кінематичні, динамічні та енергетичні характеристики.

На базі проведеного моделювання і розрахунків здійснено динамічний аналіз руху гвинтового конвеєра при транспортуванні кормів ВРХ. В результаті проведеного аналізу виявлені значні коливальні процеси в елементах приводу та робочого органу гвинтового конвеєра. При роботі гвинтового конвеєра, особливо в процесі пуску, в елементах приводного механізму та робочого органу (шнека) виникають значні перевантаження. В результаті проведеного аналізу досліджено характеру і величини динамічних навантажень при транспортуванні кормів ВРХ.

Для усунення коливань і зменшення динамічних навантажень в елементах конструкції гвинтового конвеєра проведено оптимізацію режиму його пуску. Тут за критерій оптимізації обрано середньоквадратичне значення рушійного моменту приводу. Оптимізація режиму пуску дозволила усунути коливання елементів приводного механізму та робочого органу і мінімізувати динамічні навантаження.

В магістерській кваліфікаційній роботі розроблені заходи з охорони праці при роботі транспортуючих машин, а також проведені економічні розрахунки нової конструкції гвинтового конвеєра для транспортування кормів ВРХ.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1.1. Сучасний стан досліджень динаміки гвинтових конвеєрів

У сучасному агропромисловому комплексі процеси приготування та роздачі кормів для великої рогатої худоби (ВРХ) є найбільш енергомісткими та визначають загальну технологічну ефективність тваринницьких підприємств [1]. Гвинтові конвеєри (шнекові навантажувачі) (рис. 1.1) широко використовуються для транспортування сипких, концентрованих, соковитих та змішаних кормів завдяки своїй конструктивній простоті, герметичності та можливості дозування матеріалу під різними кутами нахилу [1]. Проте класичні інженерні методики розрахунку таких машин, що базуються на припущенні про абсолютно жорстке тіло та стаціонарні режими роботи, не відображають реальних фізичних процесів, які відбуваються у приводі та робочому органі під час експлуатації [3].



Рис. 1.1. Гвинтовий конвеєр

Сучасні тенденції розвитку машинобудування вимагають детального дослідження високочастотної динаміки, коливальних процесів та напружено-деформованого стану шнека під навантаженням [3]. Специфіка транспортування кормів ВРХ полягає в суттєвій неоднорідності, змінній вологості (яка коливається від 12% до 18% для зернових концентратів та сягає значно вищих значень для силосних мас) і схильності до ущільнення транспортованого середовища [1]. Ці чинники викликають випадкові (стохастичні) пульсації сил опору, які безпосередньо трансформуються в коливання крутного моменту на валу гвинта [6].

Останніми роками дослідники зосереджують увагу на створенні нових конструкцій робочих органів, таких як еластичні секційні шнеки або робочі органи з криволінійними лопатями (bladed operating bodies) [6] (рис. 1.2). Застосування еластичних секцій без зазору між периферійною кромкою та кожухом дозволяє радикально знизити амплітуду вібрацій та ступінь пошкодження кормового матеріалу [7]. Однак впровадження гнучких, пружних чи секційних елементів призводить до ускладнення динамічної структури конвеєра, додаючи додаткові ступені вільності та розподілену пружність [2]. Це обумовлює необхідність розробки нових математичних моделей та методів оптимізації динамічних процесів на етапі проектування машин [3].



Рис. 1.2. Еластичний секційний шнек

1.2. Аналіз динамічних процесів у приводних системах транспортних машин

Приводні системи гвинтових конвеєрів є складними електромеханічними або гідромеханічними комплексами, в яких відбувається безперервна взаємодія магнітних, електричних та механічних явищ [3]. Найбільш поширеним у тваринницькому секторі є привод на базі трифазного асинхронного двигуна та механічного редуктора [3] рис. 1.3. Під час роботи такої системи виникають складні перехідні процеси, які супроводжуються коливаннями швидкостей та моментів, спричиненими пружністю валів, зазорами у зубчастих зачепленнях та електромагнітною інерцією двигуна [3].

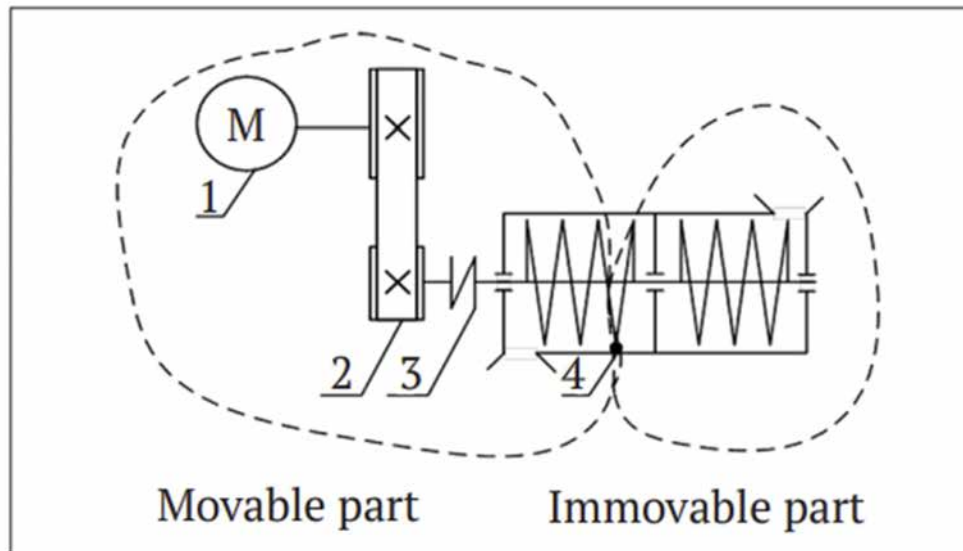


Рис. 1.3. Розповсюджена кінематична схема привода гвинтового конвеєра

У науковій літературі активно обговорюється доцільність використання альтернативних видів приводу. Зокрема, порівняння електромеханічного та гідравлічного приводів показує, що гідропривод характеризується кращими показниками згладжування перехідних процесів та захисту від перевантажень [9]. Пружно-в'язкі властивості робочої рідини забезпечують ефективне демпфування коливань. За динамічним коефіцієнтом перевантаження гідравлічний привід у 1,78 раза перевищує електромеханічний, а тривалість перехідного процесу в електроприводі може перевищувати цей показник у гідроприводі в 3,5 раза [10].

Незважаючи на переваги гідроприводів, електромеханічні системи залишаються основними для стаціонарного обладнання ферм через простоту обслуговування [1]. Проте нерівномірне подання корму ВРХ та коливання його вологості створюють змінні режими навантаження на валу [6]. Це призводить до передчасного зносу елементів трансмісії, втомного руйнування витків гвинта та перегріву обмоток двигуна [11]. Для запобігання цим явищам необхідний системний динамічний аналіз та впровадження керованого частотного пуску [13].

1.3. Коливальні процеси та динамічні навантаження у гвинтових конвеєрах

Коливальні процеси у шнекових робочих органах мають складну природу і розподіляються на крутильні, згинальні та осьові коливання [4]. Джерелом збурення коливань є ексцентриситет вала, нерівномірність кроку гвинта, а також пульсуючий характер взаємодії лопатей із транспортованим матеріалом [4]. Особливо гостро ця проблема постає при роботі в зонах низькочастотного резонансу, коли частота обертання шнека збігається з власними частотами коливань конструкції, що призводить до небезпечного зростання амплітуд деформації [4].

Використання методів параметричного моделювання та аналізу поверхонь відгуку дозволило встановити, що раціональний вибір ширини спірального ребра та радіуса ротора шнека дозволяє підняти власну частоту коливань системи на 13%, при цьому знижуючи максимальні деформації вала до 65% від первісного рівня [4]. Таке коригування жорсткісних параметрів дає змогу уникнути низькочастотного коливального спраження з іншими вузлами технологічної лінії приготування кормів [4].

Вібраційні процеси також істотно залежать від конструктивного зазору між периферією гвинта та внутрішньою стінкою нерухомого кожуха [7]. Дослідження пружних секційних гвинтів доводять, що відсутність радіального зазору забезпечує постійний контакт еластичної кромки із кожухом, створюючи ефект розподіленого сухого тертя, яке демпфує коливання всього шнека [7]. У той же час, у жорстких гвинтах наявність зазору призводить до випадкового заклинювання стеблових часток корму, викликаючи різкі імпульсні сплески динамічних навантажень [3].

1.4. Дослідження режимів пуску та перехідних процесів

Перехідні процеси, що супроводжують пуск та гальмування гвинтового конвеєра, супроводжуються найбільшими силовими перевантаженнями [11]. Під

час пуску заповненого конвеєра привод повинен подолати не лише інерційні сили металоконструкції шнека, але й сили статичного зчеплення та спресованості кормової маси, що призводить до виникнення значних стартових моментів [1]. При прямому пуску асинхронного двигуна виникають високочастотні коливання моменту, амплітуда яких у кілька разів перевищує номінальний момент [11].

Особливим випадком перехідного процесу є раптове заклинювання шнека через потрапляння стороннього твердого предмета або критичне ущільнення вологого корму в розвантажувальному патрубку [3]. При цьому кінетична енергія обертових частин приводу миттєво перетворюється в потенційну енергію деформації пружних елементів, що може спричинити руйнування робочого органу або зрізання зубців редуктора [3]. Для захисту елементів приводу використовують запобіжні пальцеві муфти [12].

Дослідження роботи запобіжних муфт у приводі шнека при транспортуванні сільськогосподарських матеріалів показали значну чутливість системи до частоти обертання та маси рухомих елементів [12]. При збільшенні робочої частоти обертання n від 50 до 200 об/хв динамічний крутний момент у системі збільшується на 64,8%, реактивний момент зростає на 65,2%, а максимальний навантажувальний момент – на 63,8% [12]. Збільшення маси рухомих ланок муфти m від 10 до 20 кг призводить до зростання динамічних навантажень на привод у межах 12,5–17,3% [12]. Це свідчить про необхідність точного динамічного моделювання перехідних процесів для вибору раціональних параметрів запобіжних пристроїв.³

1.5. Двомасові динамічні моделі приводних систем

Для математичного опису коливальних та перехідних процесів у приводі гвинтового конвеєра найчастіше використовують еквівалентну двомасову динамічну модель з пружним зв'язком та дисипацією [3]. Така модель дозволяє

розділити інерційні маси двигуна та робочого органу і врахувати піддатливість трансмісії [3].

Перша зосереджена маса з моментом інерції J_1 включає момент інерції ротора електродвигуна, сполучної муфти та швидкохідних елементів редуктора.³ Друга маса з моментом інерції J_2 представляє зведений момент інерції шнека разом із приєднаною масою кормового матеріалу [3]. Пружний зв'язок між ними характеризується жорсткістю c та коефіцієнтом демпфування b [3]. Диференціальні рівняння руху такої системи мають вигляд:

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + b \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) + c(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\text{дв}} \left(\frac{d\varphi_1}{dt} \right),$$

$$J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} - b \left(\frac{d\varphi_1}{dt} - \frac{d\varphi_2}{dt} \right) - c(\varphi_1 - \varphi_2) = -M_{\text{оп}} \left(\frac{d\varphi_2}{dt}, \psi \right),$$

де φ_1, φ_2 – кути повороту першої та другої мас;

$M_{\text{дв}}$ – електромагнітний момент двигуна;

$M_{\text{оп}}$ – момент опору транспортуванню, який залежить від швидкості обертання шнека та коефіцієнта заповнення ψ [3].

У випадку аварійного заклинювання шнека, рівняння руху неблокованої частини приводу спрощується до одновимірного нелінійного диференціального рівняння другого порядку³:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + b \dot{\varphi}_1 + c \varphi_1 = M_{\text{дв}}(\dot{\varphi}_1).$$

Для опису моменту асинхронного двигуна $M_{\text{дв}}(\dot{\varphi}_1)$ застосовують рівняння Клосса:

$$M_{\text{дв}} = \frac{2\lambda M_{\text{ном}}}{\frac{s}{s_{\text{сп}}} + \frac{s_{\text{сп}}}{s}},$$

де s – ковзання двигуна;

$s_{кр}$ – критичне ковзання;

λ – перевантажувальна здатність двигуна.³

Ковзання s виражається через кутову швидкість ротора $\dot{\varphi}_1$ та синхронну частоту обертання магнітного поля ω_0 як $s = 1 - \frac{\dot{\varphi}_1}{\omega_0}$. Коефіцієнт A , що визначає параметри механічної характеристики приводу з урахуванням передавального числа редуктора U та його ККД η , розраховується за формулою [3]:

$$A = \frac{60 f_n U p}{60 f_n p - n_n} (1 + \lambda \sqrt{\lambda^2 - 1}),$$

де f_n – номінальна частота струму;

p – кількість пар полюсів;

n_n – номінальна частота обертання двигуна.³

Чисельний аналіз цієї нелінійної моделі дозволяє з високою точністю прогнозувати амплітуду пружного моменту в трансмісії при раптовому блокуванні шнека [3].

1.6. Методи математичного моделювання гвинтових конвесрів

Математичне моделювання робочих процесів гвинтових конвесрів розвивається за двома ключовими напрямками: аналітичне моделювання макродинаміки приводу та чисельне мікроструктурне моделювання взаємодії робочого органу з сипким середовищем [3]. Аналітичні моделі базуються на класичних методах теоретичної механіки та теорії пружності, дозволяючи швидко оцінювати загальну поведінку системи та знаходити оптимальні закони керування [3]. Проте вони потребують суттєвого спрощення реальних фізико-механічних властивостей транспортованого корму [16].

Для більш точного врахування дискретної структури кормів застосовують метод дискретних елементів (Discrete Element Method – DEM) [5]. DEM дозволяє

моделювати траєкторії руху, контактні сили та енергорозсіювання кожної окремої частинки корму при взаємодії з витками гвинта та кожухом.⁵

Дослідження мікродинаміки частинок у шнеку за допомогою DEM показали, що трансляційні гранулярні температури частинок є вищими за їхні ротаційні температури [17]. Крім того, розраховані конфігураційні температури, отримані на основі перекриття еластичних частинок, свідчать, що деформація частинок матеріалу робить вагомий внесок у загальну швидкість дисипації енергії [17]. Це підтверджує, що вологі та еластичні кормові суміші мають високі демпфуючі властивості, які необхідно враховувати при моделюванні [17].

Важливим етапом побудови DEM-моделей є калібрування контактних параметрів частинок на основі лабораторних випробувань, що забезпечує високу збіжність чисельного експерименту з реальними процесами транспортування [16].

1.7. Методи оптимізації режимів руху та пуску

Оптимізація режимів руху та пуску гвинтових конвеєрів є ключовою задачею для підвищення їхньої експлуатаційної надійності та зниження енергоємності [3]. Для вирішення цієї задачі застосовують методи варіаційного числення, теорію оптимального керування та сучасні метаевристичні алгоритми [9].

Варіаційний підхід полягає в аналітичному формуванні інтегрального критерію якості та його мінімізації за допомогою диференціальних рівнянь Ейлера-Пуассона [11]. Цей метод дозволяє визначити оптимальну траєкторію зміни швидкості приводу під час розгону, яка забезпечує мінімальний рівень динамічних сил за заданий час пуску.¹¹ Отриманий закон плавного пуску дозволяє мінімізувати амплітуду коливань у пружних зв'язках та уникнути перегріву двигуна [11].

У випадках складних нелінійних моделей приводу, коли аналітичне інтегрування рівнянь руху є неможливим, застосовують чисельні методи [9].

Високу ефективність демонструє метод оптимізації роєм частинок (Particle Swarm Optimization – PSO) [20]. PSO дозволяє виконувати багатокритеріальний пошук оптимальних параметрів закону керування частотно-регульованим приводом (наприклад, коефіцієнтів поліноміальної функції частоти живлення) з урахуванням обмежень на максимальний крутний момент електродвигуна та граничні механічні напруження в деталях конвеєра [20].

1.8. Критерії оптимізації динамічних процесів

Ефективність оптимізації динамічних процесів у гвинтових конвеєрах залежить від правильного формулювання цільової функції (критерію оптимізації) [11]. У машинобудуванні використовують кілька основних критеріїв, що відображають різні аспекти роботи системи [4]. Порівняльний аналіз цих критеріїв наведено в таблиці 1.

Таблиця 1.1.

*Порівняльний аналіз критеріїв оптимізації динамічних процесів
транспортних машин*

Назва критерію	Фізичний зміст та застосування	Переваги та обмеження
Мінімум середньоквадратичного моменту приводу [11]	Зменшення середньої інтенсивності силового навантаження на привод та зниження нагріву обмоток двигуна під час пуску.	Забезпечує високу плавність пуску; проте може призводити до затягування часу розгону t_n .
Мінімум динамічного коефіцієнта [9]	Запобігання руйнуванню деталей приводу шляхом мінімізації пікових	Ефективний для запобігання аварійним поломкам; складно

	перевантажень у пружних зв'язках.	інтегрується в аналітичні варіаційні моделі.
Комплексний енерго-динамічний критерій [13]	Одночасне обмеження енергетичних втрат у приводі та динамічного прискорення (ривка) шнека.	Дозволяє гнучко налаштовувати вагові коефіцієнти w_1, w_2 ; вимагає складних чисельних методів розв'язання.
Мінімум амплітуди коливань вала [4]	Зниження амплітуди кутових та радіальних вібрацій робочого органу для зменшення зносу кожуха.	Підвищує довговічність підшипникових вузлів та шнека; вимагає детальної інформації про жорсткість системи.

Для оптимізації режимів роботи гвинтового конвеєра для кормів ВРХ найбільш доцільно застосовувати середньоквадратичне значення рушійного моменту двигуна за час пуску I_M , оскільки воно безпосередньо пов'язане із тепловими втратами енергії та динамічним навантаженням на робочий орган [11].

1.9. Аналіз методів зниження динамічних навантажень і коливань

Для зниження динамічних навантажень та коливань у гвинтових конвеєрах використовують пасивні (конструктивні) та активні (керуючі) методи [7]. Пасивні методи передбачають модифікацію фізичних параметрів механічної системи [4]. До них відносяться:

- **Використання еластичних секційних гвинтів [7]** – виготовлення периферійної частини спіралі з полімерних або еластомерних матеріалів. Це дозволяє компенсувати ударні навантаження при взаємодії з кормом та демпфувати вібрації за рахунок беззорового контакту з кожухом [7].

- **Застосування секційних шарнірних з'єднань** [2] – використання пружних муфт або сферичних шарнірів між секціями гвинта, що знижує згинальні напруження та компенсує кутові деформації вала [2].
- **Впровадження запобіжних муфт із оптимізованими параметрами** – використання муфт, що мають мінімальний час спрацьовування та здатні роз'єднувати кінематичний ланцюг при строго заданому пороговому моменті [12].

Активні методи базуються на інтелектуальному керуванні електроприводом [3]. Застосування частотно-регульованих приводів (ЧРП) дозволяє формувати оптимальні закони розгону (S-подібні рампи швидкості), які обмежують похідну від прискорення (ривок), повністю запобігаючи збудженню пружних коливань у редукторі та валах конвеєра[11]. Сучасні алгоритми векторного керування здатні динамічно демпфувати коливання моменту, миттєво коригуючи швидкість двигуна у протифазі до вібрацій шнека.³

1.10. Чисельне моделювання та комп'ютерний аналіз динаміки

Комп'ютерне моделювання в середовищах CAD/CAE дозволяє проводити детальний віртуальний аналіз динаміки гвинтових конвеєрів без необхідності виготовлення численних фізичних прототипів [3]. Основними інструментами комп'ютерного аналізу є скінченно-елементне моделювання (FEM) для розрахунку напружено-деформованого стану та метод дискретних елементів (DEM) для симуляції поведінки кормового матеріалу [4].

Прогресивним підходом є використання штучних нейронних мереж (ШНМ) для оперативного розрахунку критичних динамічних параметрів [3]. Так, для визначення максимального крутного моменту, що виникає при аварійному заклинюванні шнека, розроблено метод на основі ШНМ, навченої за технологією «навчання з вчителем» [3].

Навчальна та тестова вибірки для нейромережі формуються шляхом проведення серії машинних експериментів, які полягають у чисельному

інтегруванні нелінійного диференціального рівняння руху неблокованої частини приводу з урахуванням рівняння Клосса [3]. Такий нейромережевий підхід дозволяє конструкторам миттєво оцінювати вплив жорсткості пружних зв'язків, передавального числа редуктора та перевантажувальної здатності двигуна на величину пікових моментів, значно спрощуючи процедуру вибору запобіжних муфт [3].

1.11. Висновки до розділу

Аналітичний огляд сучасних наукових досліджень у галузі динаміки, математичного моделювання та оптимізації режимів руху гвинтових конвеєрів для транспортування кормів ВРХ дозволяє зробити такі висновки:

Транспортування кормів для великої рогатої худоби супроводжується значними коливаннями навантажень на робочий орган через суттєву фізико-механічну неоднорідність та мінливу вологість матеріалу. Це зумовлює необхідність переходу від статичних методів розрахунку до детального динамічного аналізу перехідних процесів у приводах конвеєрів.¹

Використання еквівалентних двомасових крутильних моделей є найбільш адекватним інструментом для опису динаміки приводу гвинтового конвеєра. Такі моделі дозволяють враховувати пружно-дисипативні властивості трансмісії та нелінійну механічну характеристику асинхронного двигуна (за рівнянням Клосса), що критично для точного аналізу режимів пуску та аварійного заклинювання шнека [3].

Застосування сучасних чисельних методів, таких як метод дискретних елементів (DEM), дозволяє детально моделювати взаємодію робочого органу з частинками корму на мікрорівні, прогножуючи процеси деформації частинок,

локальні сили тертя та енергорозсіювання, що суттєво підвищує точність проектування [5].

Актуальність теми дослідження полягає у розробці ефективних методів зниження пікових динамічних навантажень та коливань у гвинтовому конвеєрі шляхом оптимізації режиму його руху та впровадження законів плавного пуску. Це дозволить суттєво підвищити надійність передавального механізму та робочого органу, знизити питоме енергоспоживання при транспортуванні кормів ВРХ та забезпечити стабільне функціонування тваринницького обладнання у змінних експлуатаційних умовах.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА І РОЗРАХУНОК ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

Розробка гвинтового конвеєра складається з таких етапів:

- вибір схеми гвинтового конвеєра в залежності від вимог і умов технологічного процесу транспортування;
- визначення основних параметрів та розмірів базових елементів гвинтового конвеєра;
- визначення потужності і вибір електродвигуна приводу гвинтового конвеєра;
- вибір елементів приводного механізму гвинтового конвеєра;
- вибір типу приводного електродвигуна, передавального механізму та з'єднувальних муфт гвинтового конвеєра;
- розробка та розрахунок гвинтового валу (шнека) на міцність та жорсткість.

2.1. Визначення основних розмірів гвинтового конвеєра

Вихідні параметри для розрахунку гвинтового конвеєра:

Змінна продуктивність конвеєра- 450 т/зм;

Матеріал, що транспортується – корми для ВРХ;

Визначення кроку гвинтового валу конвеєра.

Приймаємо діаметр гвинтового валу зі стандартного ряду по ДСТУ

$$D = 0,32 \text{ м.}$$

Тоді, крок визначається наступною залежністю

$$S = K_1 \cdot D, \text{ м,} \quad (2.1)$$

де D - діаметр гвинтового валу, м;

K_1 - коефіцієнт, що враховує властивості вантажу, що транспортується:

$K_1 = 0,75 \dots 1,0$ - для легкосипких вантажів;

$K_1 = 0,5 \dots 0,6$ - для кускових і абразивних вантажів;

Корми для ВРХ – це вантаж легкосипкий, тому $K_1 = 0,76$.

Це вказує на те, що крок гвинта визначається за формулою
 $S = 0,76 \cdot 0,32 = 0,2496 \text{ м}$.

Приймемо крок гвинтового валу $S = 250 \text{ мм}$.

Визначимо частоту обертання гвинтового валу конвеєра за такою формулою:

$$n = \frac{Q_p \cdot K_n}{0,047 \cdot K_1 \cdot D^3 \cdot \rho_z \cdot \psi \cdot C \cdot K_{sp}}; \text{ об/хв} \quad (2.2)$$

де Q_p - годинна продуктивність конвеєра, т / год., визначається наступним чином

$$Q_p = \frac{Q_{cm}}{T_c}; \quad (2.3)$$

$$Q_p = \frac{450}{8} = 56,25 \text{ т/год.}$$

Q_{cm} - змінна продуктивність гвинтового конвеєра, $Q_{cm} = 450 \text{ т / зм}$;

T_c - тривалість робочої зміни роботи гвинтового конвеєра конвеєра, $T_c = 8 \text{ год}$;

K_n - коефіцієнт нерівномірності подачі сипкого вантажу, $K_n = 1,18$;

ρ_z - щільність вантажу, що транспортується $\rho_z = 650 \text{ кг/м}^3$;

ψ - коефіцієнт заповнення жолоба гвинтового конвеєра, $\psi = 0,4$;

C - коефіцієнт, що враховує кут нахилу конвеєра конвеєра до горизонту,

$$C = 1;$$

$K_{вр}$ - коефіцієнт використання гвинтового конвеєра в часі, $K_{вр} = 0,79$.

$K_{вр}$ Тоді частота обертання гвинтового валу приймає наступне значення

$$n = \frac{56,25 \cdot 1,18}{0,047 \cdot 0,76 \cdot 0,32^3 \cdot 650 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 0,79} = 276, \text{ об/хв.}$$

Знайдене значення n порівнюємо з визначеним за наступною формулою

$$n \leq n \frac{A}{\sqrt{D_{max}}}, \text{ об/хв,} \quad (2.4)$$

де A - коефіцієнт, що враховує вид вантажу. Для легких і неабразивних вантажів (корми для ВРХ відносяться до неабразивних вантажів) $A = 65$.

$$n_{\max} = \frac{65}{\sqrt{0,32}} = 114,9$$

Це значить, що треба прийняти більший діаметр шнека.

Приймаємо діаметр шнека з ряду по ДСТУ. $D = 0,63$ м. Тоді крок приймає таке значення

$$S = 0,76 \cdot 0,63 = 0,479 \text{ м.}$$

Вибираємо крок шнека $S = 500$ мм, а частоту обертання гвинтового валу розраховуємо наступним чином

$$n = \frac{56,25 \cdot 1,18}{0,047 \cdot 0,76 \cdot 0,63^3 \cdot 650 \cdot 0,4 \cdot 1 \cdot 1,79} = 36,18, \text{ об/хв.}$$

$$n_{\max} = \frac{65}{\sqrt{0,63}} = 81,8, \text{ об/хв.}$$

2.2. Визначення потужності на валу приводного електродвигуна

Потужність визначається наступним чином

$$N_p = \frac{Q_p \cdot K_n}{367 \cdot K_{sp}} \cdot (H + L \cdot \omega), \text{ кВт}, \quad (2.5)$$

де H - висота підйому вантажу, м;

$H = 0$ м;

L - довжина переміщення корму для ВРХ, $L = 40$ м;

β - кут нахилу гвинтового конвеєра до горизонту, $\beta = 0^\circ$;

ω - коефіцієнт опору руху гвинтового конвеєра приймаємо $\omega = 1,2$. Тоді потужність конвеєра становить

$$N_d = \frac{56,25 \cdot 1,18}{367 \cdot 0,79} \cdot (0 + 40 \cdot 1,2) = 10,9 \text{ кВт}.$$

За розрахунковою потужністю вибираємо електродвигун марки 4A132M2Y3 із синхронною частотою обертання 3000 об / хв.

$n_{дв} = 2900$ об / хв – номінальна частота обертання ротору приводного електродвигуна;

$\eta_{дв} = 88\%$ - ККД електродвигуна;

$N = 11$ кВт - потужність вибраного електродвигуна.

2.3. Вибір передавального механізму приводу

За потужністю електродвигуна і частотою обертання його вихідного валу вибираємо редуктор МЦ2С-100 [8, с. 134]:

електродвигун: 4A100M2Y3, частота обертання: $n = 2900 \text{ мин}^{-1}$,

Потужність електродвигуна: $N = 11$ кВт. Тепер визначимо передаточне число приводу, яке становить

$$u = \frac{n_{дв}}{n} = \frac{2900}{36,18} = 80,15$$

Вибираємо редуктор марки РЦД-260:

з передавальним відношенням: $u_p = 50$

ККД редуктора становить $\eta_p = 0,92$.

Розраховуємо передаточне відношення пасової передачі за формулою:

$$u_{\partial\partial i} = \frac{u}{u_{\partial}} = \frac{80,15}{50} = 1,6$$

Виконаємо розрахунок гвинтового валу (шнека) на міцність

Обертальний момент на валу гвинтового валу конвеєра визначається наступним чином

$$M_{кр} = \frac{1000 \cdot 60 \cdot N \cdot \eta_{\square}}{2\pi n}, \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (2.6)$$

В результаті підстановки числових значень отримуємо обертальний момент на гвинтовому валу конвеєра

$$M_{кр} = \frac{1000 \cdot 60 \cdot 11 \cdot 0,75}{2 \cdot 3,14 \cdot 36,18} = 2175 \text{ Нм}$$

2.4. Визначення поздовжньої сили гвинтового валу

Визначимо максимальне значення поздовжньої сили на гвинтовому валу конвеєра

$$P = \frac{M_{кр}}{r \cdot \tan(\alpha + \rho_v)}, \text{ Н}, \quad (2.7)$$

де r – радіус гвинтового валу, який визначається наступним чином

$$r = \frac{(0,7 \dots 0,8) \cdot D}{2}, \text{ м, і становить}$$

$$r = \frac{0,8 \cdot 0,63}{2} = 0,252 \text{ м};$$

α - кут підйому лінії гвинтового валу визначається наступним чином,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{S}{\pi \cdot D},$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{0,3}{3,14 \cdot 0,4} = 0,24;$$

Кут підйому гвинтової лінії становить $\alpha = 14$ град.

ρ_v - кут тертя вантажу по поверхні конвеєра, $\rho_a = \operatorname{arctg}(f_a)$, град, і набуває такого значення

$$\rho_s = \operatorname{arctg}(0,36) = 20 \text{ град.}$$

Тоді повздовжна сила гвинтового валу набуває значення

$$P = \frac{2175}{0,16 \cdot \operatorname{tg}(14 + 20)} = 12810 \text{ Н.}$$

Діаметр гвинтового валу розраховують за емпіричною залежністю, мм

$$d = \frac{D}{4 \dots 7},$$

В результаті розрахунку він приймає таке значення

$$d = \frac{630}{6} = 105$$

Вибираємо порожнистий посилений вал діаметром $d = 114$ мм з товщиною стінки $\delta_s = 5$ мм і масою погонного метра $q = 13,44$ кг/м.

2.5. Розрахунок гвинтового валу на міцність

Визначимо радіальні зусилля на опорні вузли валу з гвинтом

Відстань між опорами приймається від 2 до 4 м. Так як довжина переміщення вантажу 40 м, приймемо відстань між опорами $L = 4$ м.

Інтенсивність навантаження q , Н / м визначається наступним чином

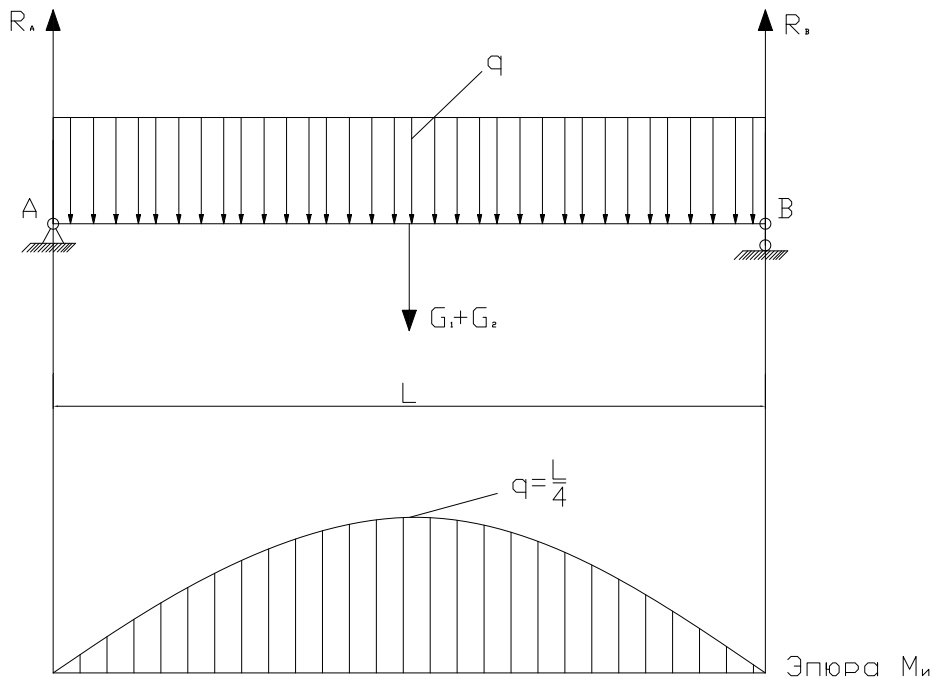


Рис. 2.1 - Епюри навантажень і моментів на гвинтовому валу

$$q = \frac{G_1 + G_2}{L}, \quad (2.8)$$

де G_1 - вага валу, Н визначається наступним чином

$$G_1 = 9,8L\rho_{ст} \frac{\pi(d_n^2 - d_s^2)}{4}, \quad (2.9)$$

$\rho_{ст}$ - густина сталі ($\rho_{ст} = 7800 \text{ кг/м}^3$);

d_n - зовнішній діаметр валу ($d_n = 0,75 \text{ м}$)

d_s - внутрішній діаметр валу ($d_s = d_n - 2\delta_s = 0,75 - 2 \cdot 0,005 = 0,65 \text{ м}$).

G_2 - вага гвинта, Н визначається за такою формулою

$$G_2 = 9,8\rho\delta\pi n\left(\frac{D^2}{4} - \frac{d^2}{4}\right),$$

δ - товщина лопаті гвинта ($\delta = 0,005 \text{ м}$)

n - кількість витків гвинта на довжині валу L ($n = \frac{L}{S} = \frac{4}{0,5} = 8,35$).

$$G_2 = 9,8 \cdot 7800 \cdot 0,005 \cdot 3,14 \cdot 8,35 \left(\frac{0,4^2}{4} - \frac{0,114^2}{4} \right) = 494 \text{ Н.}$$

Тоді погонне навантаження на вал становить

$$q = \frac{525 + 494}{4} = 371 \text{ Н/м.}$$

Радіальне навантаження на опори А і В валу приймає значення, Н

$$F_r = R_A = R_B = qL/2 = 744$$

Максимальний згинальний момент, визначається наступним чином

$$M_{\varphi} = qL^2 / 4 = 1486$$

Перевірка міцності валу гвинта конвеєра

Перевірку міцності валу гвинта здійснюємо за еквівалентним напруженням $\sigma_{\text{екв}}$, МПа, яке знаходиться наступним чином

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_{\text{и}}^2 + \sigma_{\text{сж}}^2 + 3\tau_{\text{кр}}^2} \leq [\sigma], \quad (2.10)$$

де $\sigma_{\text{и}}$ - напруження вигину, МПа, яке визначається за такою формулою

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_x},$$

$M_{\text{и}}$ - згинальний момент, Н·мм;

W_x - осьовий момент опору площі поперечного перерізу. Для порожнинного валу W_x , мм³ визначається наступним чином

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d_{\text{в}}}{d_{\text{н}}} \right)^4 \right],$$

В результаті проведеного розрахунку отримуємо таке значення

$$W_x = \frac{3,14 \cdot 114^3}{32} \left[1 - \left(\frac{104}{114} \right)^4 \right] = 44700 .$$

$$\sigma_{\epsilon} = \frac{1486000}{44700} = 33 \text{ МПа.}$$

$[\sigma]$ - допустимі напруження, МПа

$$[\sigma] = 0,8 \sigma_m$$

σ_m - межа плинності матеріалу, $\sigma_m = 450$ МПа.

$$[\sigma] = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ МПа.}$$

Тоді знаходимо еквівалентне напруження

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{33^2 + 197^2 + 3 \cdot 24^2} = 53 \text{ МПа.}$$

Таким чином $\sigma_{\text{екв}} < \sigma_m$, Це значить, що умова міцності забезпечується.

2.6. Розрахунок гвинтового валу на жорсткість.

Перевірка жорсткості гвинтового валу конвеєра виконується по куту закручування ϕ , Град. З умови жорсткості отримуємо:

$$\phi = \frac{180 M_{\text{кр}}}{\pi J_p G} 10^3 \leq [\phi], \quad (2.11)$$

де $M_{\text{кр}}$ - крутний момент, $\text{Н} \cdot \text{мм}$.

J_p - полярний момент інерції поперечного перерізу валу, мм^4 , який визначається за формулою

$$J_p = 0,1 d^4 ,$$

$$J_p = 0,1 \cdot 75^4 = 16890000 .$$

G - модуль пружності другого роду, МПа $G = 0,8 E$;

E - модуль пружності першого роду, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа,

$$G = 0,8 \cdot 2 \cdot 10^5 = 1,6 \cdot 10^5$$

$[\phi]$ - допустимий кут закручування ($[\phi] = 0,4^\circ$ на 1 погонний метр довжини).

Становить таке значення

$$\varphi = \frac{180 \cdot 2175000}{3,14 \cdot 1689000 \cdot 1,6 \cdot 10^5} 10^3 = 0,004$$

Оскільки, $\varphi < [\varphi]$, то умова жорсткості задовільняється.

2.7. Розрахунок розгортки гвинтової лінії гвинтового валу

Наведемо схему гвинтової поверхні гвинтового валу (рис.2.2)

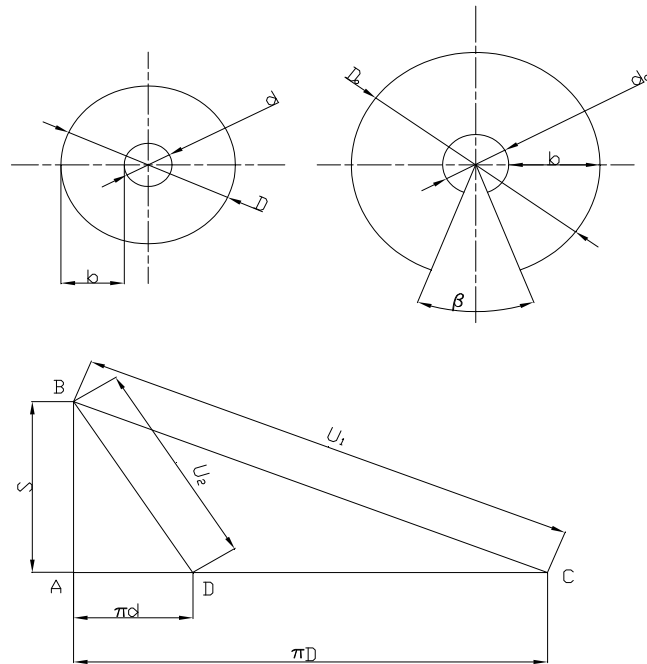


Рис.2.2. Розгортка гвинтової поверхні.

Розрахунок розгортки гвинтової поверхні проводиться з метою визначення геометричних параметрів заготовок листа шнека, за якими і виготовляється шнек.

У круглій заготовлі роблять виріз сектора з кутом β для розведення гвинтової лінії.

Довжини дуг зовнішньої U_1 і внутрішньої U_2 гвинтових ліній, м, визначаємо з трикутників ABD і ABC: за наступною залежністю

$$U_1 = \sqrt{S^2 + \pi^2 D^2} ; \quad (2.12)$$

Визначили також числове значення $U_1 = \sqrt{0,3^2 + 3,14^2 \cdot 0,4^2} = 2,036$.

$$U_2 = \sqrt{S^2 + \pi^2 d^2} \quad (2.13)$$

Визначили також числове значення $U_2 = \sqrt{S^2 + \pi^2 0,075^2} = 0,597$.

Співставлення дуг кіл дорівнює відношенню їх діаметрів і визначається за формулою:

$$\psi = \frac{U_1}{U_2} = \frac{D_0}{d_0} , \quad (2.14)$$

яке приймає наступне значення

$$\psi = \frac{2,036}{0,597} = 3,406$$

Знайдемо формули для розрахунку параметрів розгортки гвинтової поверхні

$$D_0 = d_0 + 2b , \quad (2.15)$$

$$D_0 = d_0 \psi . \quad (2.16)$$

$$d_0 = \frac{2b}{\psi - 1} , \quad (2.17)$$

де знайдене числове значення діаметру

$$2b = D - d \quad (2.18)$$

$$d_0 = \frac{2(D-d)}{\psi-1} = \frac{0,4-0,075}{3,391-1} = 0,429$$

Через знайдене значення d_0 , за формулою (2.15) знаходять D_0 , М:

$$D_0 = 0,429 + (0,63 - 0,114) = 0,945$$

Довжини дуг з однаковими центральними кутами відносяться між собою як довжини їх кіл виходячи з відношень:

$$\frac{U_1}{\pi \cdot D} = \frac{U_2}{\pi \cdot d} = \varepsilon \quad (2.19)$$

Це відношення приймає таке числове значення $\frac{2,036}{\pi \cdot 0,63} = \frac{0,597}{\pi \cdot 0,114} = 0,942$.

Тоді $\beta, ^\circ$:

$$\beta = 360(1 - \varepsilon) \quad (2.20)$$

$$\beta = 360(1 - 0,429) = 21$$

2.8. Обґрунтування прийнятих конструктивних рішень

Розроблюваний гвинтовий конвеєр переміщує вантаж на довжині 40 м під кутом 0° до горизонту. Жолоб має напівциліндричне днище та вертикальні стінки і складається з 3-х секцій, з'єднаних між собою болтами М16.

Кінцева підшипникова опора встановлюється на розташованій похило зварній рамі, виконаній з швелерів 14-го профілю. Сама рама кріпиться до похилого бетонному фундаменту за допомогою анкерних болтів.

Привод, що складається з мотор-редуктора, початкової підшипникової опори мають загальну раму, виконану також з швелерів 14-го профілю і закріплюється до фундаменту тим же способом, що і рама кінцевої опори.

Проміжна підшипникова опора кріпиться болтами до кутників прикрученим до циліндричної частини жолоба болтами М16.

Щоб уникнути забруднення вантажу кришка конвеєра має приварені по боках куточки, які, в свою чергу, спираються на куточки, приварені зовні жолоба і заповнені яким-небудь ізолятором.

Над проміжною опорою в кришці є оглядовий люк, що дозволяє при необхідності мати доступ до цієї опори.

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

3.1. Основні положення моделювання гвинтового конвеєра

Підвищення продуктивності гвинтових конвеєрів залежить від збільшення швидкості руху та скорочення тривалості процесів пуску та гальмування, а також від зростання робочих навантажень. Звідси випливають підвищені вимоги до методів проєктування та розрахунку гвинтових конвеєрів для транспортування кормів ВРХ. Забезпечити ці вимоги до роботи гвинтових конвеєрів можна шляхом проведення аналізу їх режимів руху та діючих навантажень з урахуванням кінематичних, силових, енергетичних та конструктивних характеристик.

Конструктивні розробки конвеєра повинні бути пов'язані з одночасним вирішенням задач динаміки його руху, що дозволяє вже на початку проєктування гвинтового конвеєра вибрати його доцільну конструктивну схему, оцінити його продуктивність, точність виконання технологічних процесів, витрати енергії міцність конструкції та надійність роботи.

Робота гвинтових конвеєрів пов'язана з наявністю коливань в його елементах і, зокрема, робочого органу, які приводять до збільшення динамічних навантажень в елементах конструкції, приводу та гвинтового валу. Це приводить до появи втомних напружень в конструкції і, як наслідок, до зниження надійності роботи гвинтового конвеєра та знижує його безпеку використання. Покращення роботи гвинтового конвеєра можливе шляхом проведення його динамічного аналізу, щоб можна було виявити слабкі місця в його роботі при транспортуванні корму для ВРХ. На основі проведеного динамічного аналізу може бути здійснена оптимізація режиму руху приводу гвинтового конвеєра, що дасть можливість зменшити коливання елементів конвеєра, зменшити динамічні та енергетичні навантаження, що сприятиме підвищенню його надійності та продуктивності під час виконання транспортних і технологічних операцій транспортування кормів ВРХ.

Для вирішення задач динамічного аналізу та оптимізації режиму руху гвинтового конвеєра виникає потреба в його моделюванні. Модель повинна з достатньою точністю відображати реальні фізичні та технологічні процеси при роботі гвинтового конвеєра та бути не досить складною, щоб можна було спростити розрахунки.

При переході від конструкції гвинтового конвеєра до його моделі нехтують тими фізичними характеристиками, які є недостатньо важливими для певного розрахунку, дослідження або роботи конвеєра. При побудові моделі гвинтового конвеєра необхідно враховувати зосереджені маси елементів конструкції, робочого органу та приводного механізму, пружність валів, муфт, зубчастих коліс, пасових передач та інших дрібних елементів, залежності рушійного моменту електродвигуна від частоти обертання його ротора, тощо. Модель гвинтового конвеєра не повинна бути досить складною, вона повинна відображати основні елементи конструкції та приводу та робочого органу, а також їхні характеристики, бути простою, щоб можна було спростити розрахунки. Розв'язування задач динамічного аналізу гвинтового конвеєра починається зі збору фактів та даних виробничих і наукових спостережень, які слугують основою для проведення формалізації роботи та руху гвинтового конвеєра.

3.2. Динамічна модель гвинтового конвеєра

Для побудови динамічної моделі гвинтового конвеєра використаємо його кінематичну схему, яка наведена на рис 3.1. До складу гвинтового конвеєра входять приводний електродвигун, пружна муфта, циліндричний редуктор, жорстка зубчаста муфта, яка з'єднує вихідний вал редуктора з гвинтовим валом, що транспортує вантаж (корми для ВРХ) в сталюму жолобі.

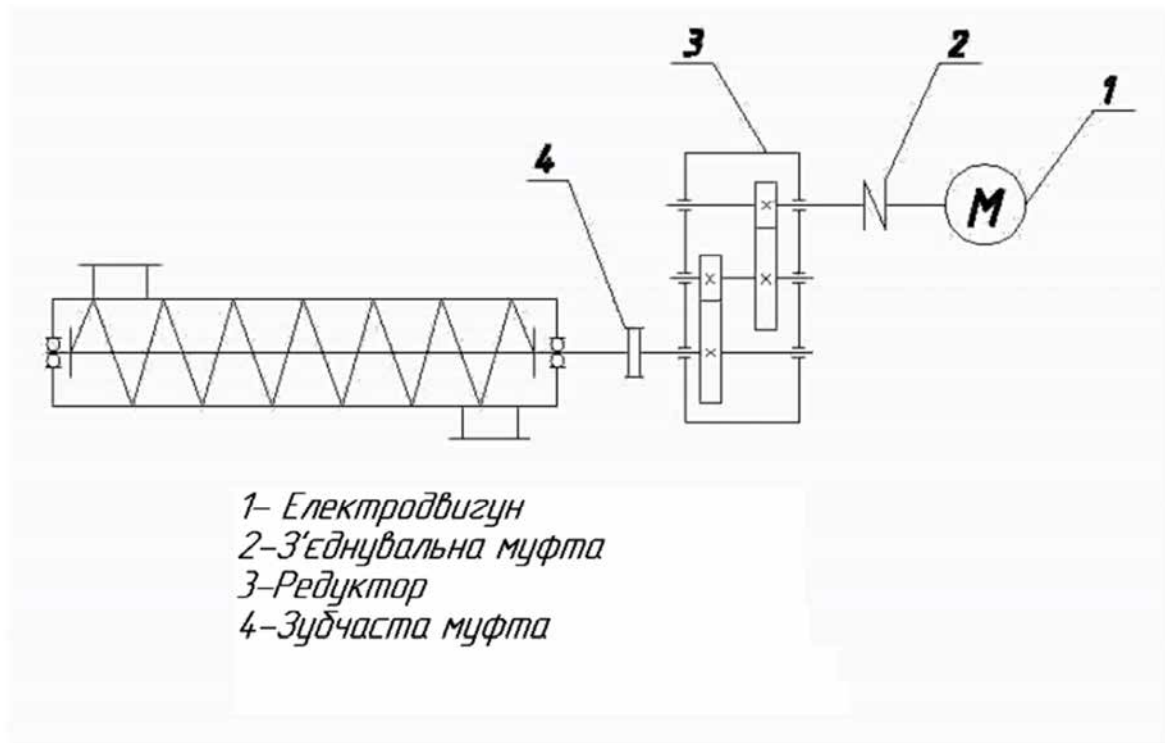


Рис. 2.1. Кінематична схема гвинтового конвеєра

Першим етапом проведення динамічного аналізу гвинтового конвеєра є побудова його динамічної моделі, яка повинна відображати умови його роботи, основні характеристики та фізичні процеси, які мають місце при його роботі. При побудові динамічної моделі гвинтового конвеєра враховується основний рух приводного механізму та рухи інших елементів, зокрема, робочого органу, які виникають за рахунок їхніх пружних властивостей. Вважаємо, що всі елементи гвинтового конвеєра є абсолютно твердими тілами, окрім передавального механізму приводу, який володіє пружними властивостями. В такому разі динамічна модель гвинтового конвеєру має два ступені свободи і її можна уявити двомасовою динамічною моделлю. Маса її динамічної моделі гвинтового конвеєра зведемо до робочого органу (шнека). Так як шнек (гвинтовий вал) виконує обертальний рух, то і зведені маси також будуть здійснювати обертальний рух. Зведені маси з'єднуються між собою за допомогою пружного елемента, жорсткість якого визначається жорсткістю елементів передавального механізму приводу. До першої зведеної маси динамічної моделі увійдуть ротор

електродвигуна та елементи передавального механізму, а до другої - гвинтовий вал з вантажем, що транспортується. На першу масу діє рушійний момент приводного електродвигуна, зведений до осі шнека, а на другу - діє зведений до осі шнека (гвинтового валу) момент сил опору переміщенню транспортуємого вантажу (корму для ВРХ).

Для представленої динамічної моделі гвинтового конвеєра треба встановити всі динамічні параметри, серед яких треба відзначити приведені моменти інерції першої та другої приведених мас, коефіцієнт жорсткості пружного елементу, що з'єднує приведені маси, залежність приведеного рушійного моменту приводного електродвигуна від частоти його обертання, а також залежність приведеного моменту сил опору, що діють на робочий орган.

Для проведення динамічного аналізу руху гвинтового конвеєра представлено динамічну модель, яка наведена на рис. 3.2. В запропонованій динамічній моделі за приведені маси використані маси приводного механізму та робочого обладнання (гвинтового валу) з кормом для ВРХ. Динамічну модель елементів гвинтового конвеєра приведено до динамічної моделі з дискретними обертальними масами, розрахункова схема якої показана на рис. 3.2.

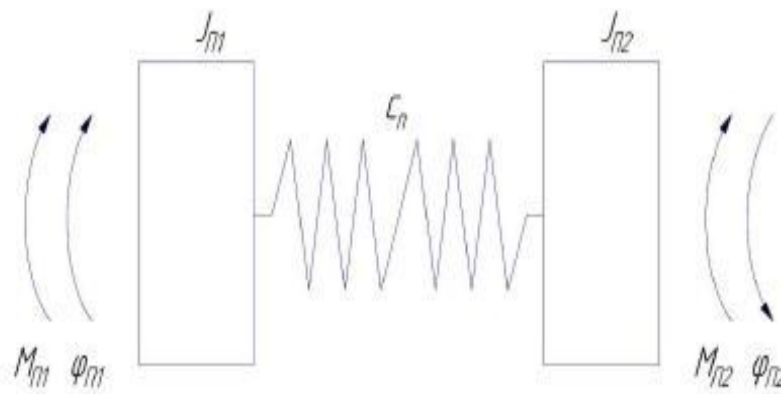


Рис. 3.2- Двомасова динамічна модель гвинтового конвеєра

На рис. 3.2 прийняті такі позначення: $J_{п1}$ та $J_{п2}$ - приведені до осі гвинтового валу моменти інерції першої та другої частин гвинтового конвеєра;

C_n - коефіцієнт жорсткості пружного елементу, що з'єднує приведені маси; $M_{п1}$ та $M_{п2}$ - відповідно приведений рушійний момент приводного електродвигуна першої маси (приводу конвеєра) та приведений момент сил опору другої маси (гвинтового валу) гвинтового конвеєра; $\varphi_{п1}$ - кутова координата повороту першої приведеної маси (ротора електродвигуна); $\varphi_{п2}$ - кутова координата повороту другої приведеної маси (шнека з вантажем) гвинтового конвеєра.

До першої приведеної маси динамічної моделі входять ротор електродвигуна та деталі передавального механізму приводу. До другої приведеної маси динамічної моделі включені шнек (гвинтовий вал) з вантажем. Узагальненими координатами динамічної моделі виступають кутові координати повороту першої та другої приведених мас.

Визначення приведенного моменту інерції першої приведеної маси $J_{п1}$ здійснюється шляхом прирівнювання кінетичної енергії першої частини гвинтового конвеєра T_1 до кінетичної енергії першої приведеної маси динамічної моделі $T_{екв}$.

$$T_I = T_{екв}. \quad (3.1)$$

Для визначення приведених моментів інерції $J_{п1}$ та $J_{п2}$ приведених мас визначимо значення моментів інерції окремих ланок гвинтового конвеєра.

Визначимо момент інерції першої частини гвинтового валу J_1

$$J_1 = \frac{1}{2} \frac{m_1 \cdot D_1^2}{4} = \frac{8.5 \cdot 0.591^2}{8} = 0.44 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Визначимо момент інерції другої частини гвинтового вала J_2

$$J_2 = \frac{1}{2} \frac{m_2 \cdot D_2^2}{4} = \frac{8.5 \cdot 0.591^2}{8} = 0.44 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Знайдемо момент інерції J_3

$$J_3 = m_3 \cdot \frac{D_2^2}{4} = 28 \frac{0.591^2}{4} = 2.44 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де

$$m_3 = ql = 7.5 \cdot 3.73 = 28 \text{ кг},$$

Момент інерції J_4 та J_5

$$J_4 = J_5 = m_4 \cdot \frac{D_4^2}{4} = 8.5 \frac{0.46^2}{4} = 0.44 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

Момент інерції робочої частини конвеєра J_6

$$J_6 = (m_{\text{в}} + m_{\text{с}}) \frac{D_4^2}{4} = (110 + 239.2) \frac{0.46^2}{4} = 18.47 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$m_{\text{в}} = 110 \text{ кг} - \text{маса вантажу};$$

$$m_{\text{с}} = 2 \cdot l_k \cdot \rho = 2 \cdot 20 \cdot 5.98 = 239.2 \text{ кг}.$$

Знайдемо приведенного до осі гвинтового валу моменту інерції ротора електродвигуна та передавальних елементів приводу $J_{\text{п1}}$

$$J_{\text{п1}} = (J_0 + J_1 + J_2) U^2 = (0.25 + 0.002 + 0.152) \cdot 3.3^2 = 4.6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

де $U = 3.3$ – передаточне число приводного механізму.

Визначимо приєданий до осі гвинтового валу момент інерції робочого органу (гвинтового вал) з вантажем $J_{\text{п2}}$

$$J_{\text{п2}} = (J_4 + J_5 + J_6) U^2 = (0.44 + 0.44 + 18.47) \cdot 3.3^2 = 19.35 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Рухійний момент приводного електродвигуна залежить від кутової швидкості ротора і визначається за формулою Клосса

$$M_{\text{дв.}} = \frac{2M_{\text{max}} \cdot U \cdot \eta}{\frac{S}{S_{\text{кр.}}} + \frac{S_{\text{кр.}}}{S}}, \quad (3.2)$$

де S , $S_{\text{кр.}}$ - відповідно поточне та критичне ковзання електродвигуна.

Максимальний момент на валу приводного електродвигуна визначається наступним чином

$$M_{\text{max}} = \lambda \cdot M_{\text{н}} = 2.8 \cdot 273 = 764.4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Поточне значення ковзання електродвигуна визначається наступним чином

$$S = 1 - \frac{\vartheta_1 \cdot U}{\omega_{\text{н}}}.$$

Критичне значення ковзання електродвигуна має вигляд

$$S_{\text{кр}} = S_{\text{ном}} \cdot (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}),$$

де $\lambda = 2.8$ - кратність максимального моменту електродвигуна.

Номінальне значення ковзання має вигляд

$$S_{\text{н}} = 1 - \frac{\omega_{\text{н}}}{\omega_0} = \frac{14.65}{15.7} = 0.06.$$

В результаті підстановки числових значень визначимо критичне ковзання

$$S_{\text{кр}} = 0.06 \left(2.8 + \sqrt{2.8^2 - 1} \right) = 0.32.$$

Після цього визначаємо приведений змомент сил опору переміщенню вантажу (корму для ВРХ) по жолобугвинтового конвеєра

$$M_{п2} = \frac{(F_{н6} D)^2}{2} = \frac{2202.5 \cdot 0.46^2}{2} = 506.6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Знайдемо коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводу конвеєра

$$C = \frac{M_{н}}{\Delta\varphi}.$$

В результаті підстановки числових значень маємо

$$\Delta\varphi = 1^\circ;$$

$$\Delta\varphi = \frac{3.14 \cdot 1}{180} = 0.017 \text{ рад},$$

де $\Delta\varphi$ - допустимий кут деформації пружного елемента передавального механізму приводу в рад.

В результаті підстановки числових значень визначаємо коефіцієнт жорсткості приоду

$$C_{п} = \frac{273}{0.017} = 16060.8 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}},$$

де $C_{п}$ - коефіцієнт жорсткості пружного елемента конвеєра.

3.3. Математична модель гвинтового конвеєра

На основі представленої динамічної моделі побудовано математичну модель гвинтового конвеєра при транспортуванні кормів ВРХ. Для побудови математичної моделі використаємо принцип Даламбера, який описує умови динамічної рівноваги механічної системи. При побудові математичної моделі з використанням принципу Даламбера розділимо приведені маси динамічної моделі гвинтового конвеєра (рис. 3.1) на дві окремі маси. Покажемо дією на ці маси усіх активних сил, сил інерції та сил реакції зв'язку між приведеними масами (рис.3.2).

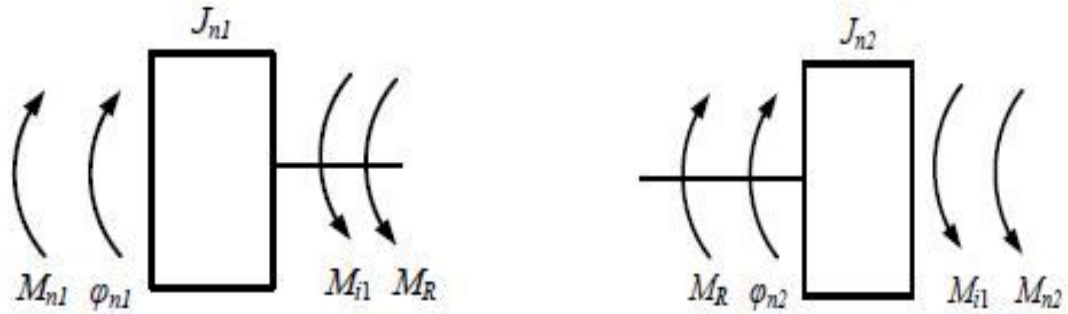


Рис. 3.3. Відокремлені приведені маси динамічної моделі гвинтлого конвеєра

За принципом динамічної рівноваги кожної із приведених мас гвинтового конвеєра (рис.3.3 отримаємо систему двох диференціальних рівнянь , які являють собою математичну модель динаміки руху гвинтового конвеєра:

$$J_{n1}\ddot{\varphi}_1 = M_{n1} - c(\varphi_1 - \varphi_2); J_{n2}\ddot{\varphi}_2 = c(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{n2}, (3.3)$$

де J_{n1}, J_{n2} - приведені моменти інерції відповідно першої та другої приведених мас динамічної моделі гвинтового конвеєра; M_{n1}, M_{n2} – відповідно приведені моменти активних сил першої та другої приведених мас динамічної моделі гвинтового конвеєра; c - коефіцієнт жорсткості пружного елементу приводного механізму гвинтового конвеєра; φ_1, φ_2 - кутові координати першої та другої приведених мас динамічної моделі конвеєра.

Отримана система рівнянь (3.3) представляє систему двох диференціальних рівнянь другого порядку, яка описує динамічні процеси руху гвинтового конвеєра з урахуванням діючих активних сил, сил інерції та пружних сил динамічної моделі (рис. 3.2).

3.4. Вихідні параметри для розрахунку динаміки руху гвинтового конвеєра

В другому розділі магістерської роботи здійснено розрахунки розрахунки гвинтового конвеєра, які дали можливість встановити всі елементи конструкції, робочого органу та приводного механізму. Для цих елементів визначені всі параметри динамічної моделі необхідні для здійснення динамічного аналізу гвинтового конвеєра при транспортуванні кормів ВРХ. Знайдені параметри динамічної моделі гвинтового конвеєра занесено у таблицю 3.1.

Таблиця 3.1

Вихідні параметри для динамічного розрахунку гвинтового конвеєра

Параметр і його розмірність	Значення параметра
Необхідна потужність електродвигуна $P_{н.об.з}$, кВт	2.63
Номінальна потужність електродвигуна $P_{ном}$, кВт	4
Маса вантажу, що транспортується m , кг	110
Швидкість руху вантажу v , м/с	1
Діаметр пешної секції шнека D , м	0.591
Діаметр другої секції шнека D_1 , м	0.591
Перевантажувальний коефіцієнт електродвигуна, λ	2,8
Передавальне число редуктора, u	3,3
Момент інерції першої зведеної маси $J_{п1}$, кг*м ²	4,6
Момент інерції другої зведеної маси $J_{п2}$, кг*м ²	19,35
Коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводного механізму C_D , Н · м / рад	16060,8

3.5. Результати динамічного аналізу гвинтового конвеєра

Після розв'язування рівнянь руху гвинтового конвеєра з використанням розробленої комп'ютерної програми для числових параметрів запроєктованого гвинтового конвеєра з параметрами (табл. 3.1) визначені кінематичні, силові та енергетичні характеристики гвинтового конвеєра. По проведених розрахунках

побудовані графічні залежності (рис.3.4,...,рис.3.12), які відображають кінематичні, силові та енергетичні характеристики приводного механізму та робочого органу гвинтового конвеєра при транспортуванні кормів ВРХ.

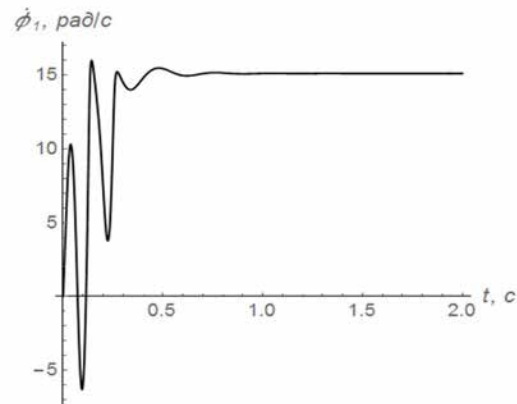


Рис.3.4.Графік кутової швидкості першої зведеної маси конвеєра

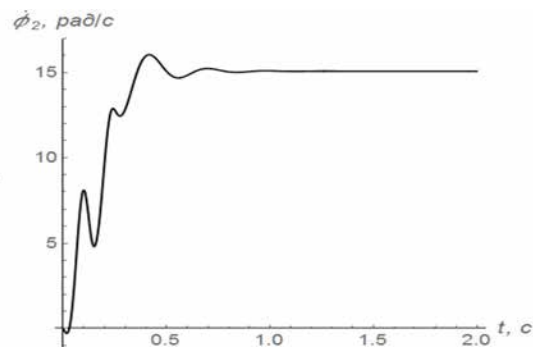


Рис.3.5. Графік кутової швидкості другої зведеної маси конвеєра

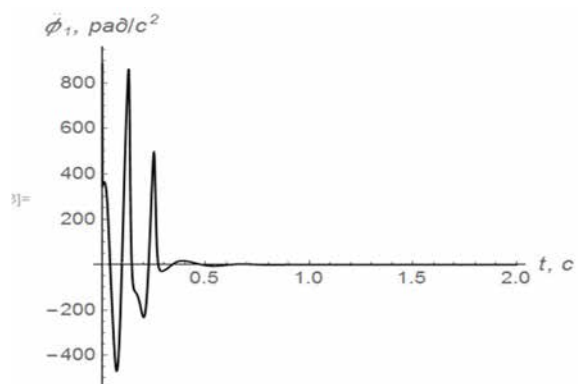


Рис.3.6.Графік кутового прискорення першої зведеної маси конвеєра

Швидкість та прискорення першої зведеної маси гвинтового конвеєра (рис.3.4,..., рис.3.6) на початку руху мають значні коливання. Процес руху першої маси є затухаючим і вже до першої секунди руху ці коливання згасають. Максимальне значення кутової швидкості першої маси становить 17 рад/с, а прискорення – 870 рад/с². Мінімальне значення прискорення в процесі пуску набуває від'ємного значення і становить – 470 рад/с². Знакозмінний характер прискорень на початку пуску вказує про значні динамічні навантаження в елементах приводу гвинтового конвеєра.

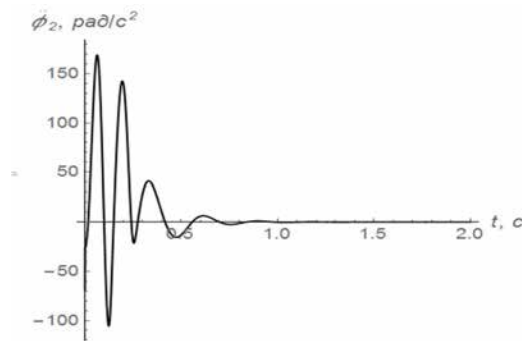


Рис.3.7.Графік кутового прискорення другої зведеної маси конвеєра

Швидкість та прискорення другої зведеної маси гвинтового конвеєра (робочого органу) наведені на рис.3.5 та рис.3.7, з яких видно, що в гвинтовому валу також мають місце коливання, але вони менш виражені, про це можна спостерігати по максимальному значенню прискорення 170 рад/с² та його мінімальному значенню (від'ємне) – 105 рад/с². Значне зниження прискорень робочого органу пов'язане з наявністю пружного елемента в приводному механізмі гвинтового конвеєра.

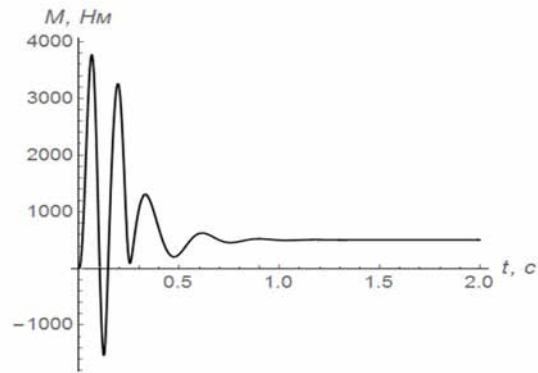


Рис.3.8. Графік моменту в пружному елементі приводного механізму
ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

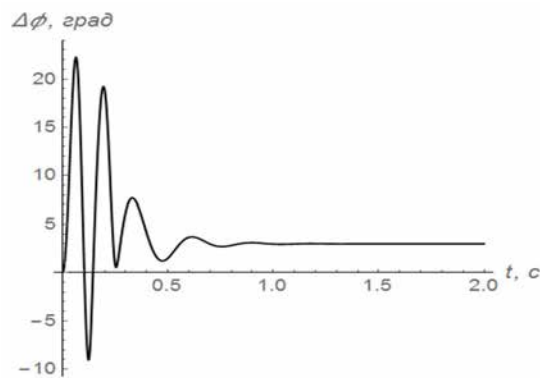


Рис.3.9. Графік деформації пружного елементу приводного механізму
конвеєра

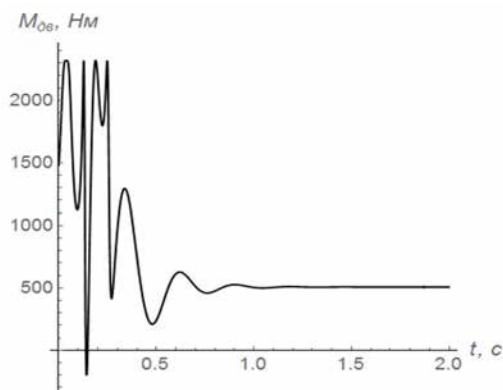


Рис.3.10. Графік моменту на валу приводного електродвигуна конвеєра

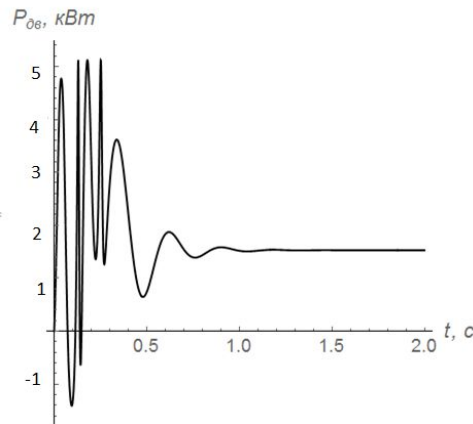


Рис.3.11.Графік потужності приводного електродвигуна конвеєра

З графіку пружного моменту в приводному механізмі (роис.3.8) видно, що спостерігаються значні коливання моменту, причому його максимальне значення майже в 8 разів перевищує усталене значення. Під час пуску максимальне значення становить 3800 Нм, а мінімальне -1600 Нм. Це показує про наявність втомного руйнування елементів приводу. Таким же чином змінюється і рушійний момент електродвигуна, який змінюється з коливаннями, при цьому максимальне його значення в 4,5 разів перевищує усталений момент. Це значно більше критичного моменту електродвигуна, що вказує на значне перевантаження приводу. Мають місце також коливання потужності приводного механізму, де максимальне значення втричі перевищує усталене значення.

Проведений аналіз залежностей кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик показує, що всі змінюються в коливальному режимі, який є найбільш інтенсивним на початковій стадії пуску, а при виході на усталений режим руху ці коливання затухають. Тут максимальні значення всіх характеристик в 2,5 – 8 разів перевищують усталені значення, що вказує на значні динамічні перевантаження конвеєра. Наведені результати показують, що режим пуску гвинтового конвеєра необхідно покращувати за рахунок зменшення коливань кінематичних, силових та енергетичних характеристик руху гвинтового конвеєра. Цього можна досягти в процесі пуску за рахунок

проведення оптимізації режиму руху, де зароджуються коливання і приймають найбільші значення.

РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ ГВИНТОВОГО КОНВЕЄРА

4.1. Вибір критерію оптимізації режиму пуску конвеєра

З попереднього розділу динамічного аналізу гвинтового конвеєра при переміщенні кормів для ВРХ встановлено, що в пружному елементі приводу мають місце коливальні процеси та динамічні перевантаження, максимальні значення яких значно перевищують номінальне навантаження при усталеному русі гвинтового конвеєра. Тому є нагальна потреба в значному зменшенні навантажень в пружному елементі приводу під час запуску гвинтового конвеєра. Перевищені навантаження коливального характеру приводять до зародження втомних напружень, які знижують надійність роботи гвинтового конвеєра та о руйнують елементи приводу та гвинтового валу, що взаємодіє з кормом для ВРХ, який транспортується по жолобу гвинтового конвеєра.

З метою мінімізації динамічних навантажень та усунення коливань елементів приводного механізму та гвинтового валу (шнека) рекомендовано здійснити оптимізацію режиму руху гвинтового конвеєра на ділянці пуску, де виникають значні динамічні навантаження коливального характеру. На цій ділянці руху мають місце значні перевантаження коливального типу в пружному елементі приводу гвинтового конвеєра. Ці навантаження є аперіодичними зі змінною амплітудою коливань і викликають втомне руйнування елементів приводу, гвинтового валу та рамної конструкції конвеєра. З наведеного випливає, що в якості критерію оптимізації повинен бути вибраний такий критерій, який враховуватиме пружний момент приводу протягом під час пуску гвинтового конвеєра. Так як критерій повинен відображати динамічні процеси при пуску і ці процеси треба порівнювати, щоб вибрати кращий режим пуску гвинтового конвеєра, тому критерій оптимізації повинен представлятись числовим значенням. Цього можна досягнути в тому випадку, коли критерій оптимізації буде представлений у вигляді інтегрально функціоналу. Такий

критерій буде відображати динаміку руху гвинтового конвеєра за весь цикл руху (пуску) буде інтегральним за формулю і буде представлятись конкретним числом, оскільки він представляється визначеним інтегралом від квадратичної функції за часом.

Виходячи з останніх рекомендацій за критерій оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра при транспортуванні корму ВРХ виберемо середньоквадратичне значення пружного моменту в передавальному механізмі приводу конвеєра на протязі перехідного процесу пуску, який має такий вигляд

$$M_{pc} = \left(\frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M_p^2 dt \right)^{\frac{1}{2}}, \quad (4.1)$$

де t , t_1 – відповідно час та тривалість пуску конвеєра при транспортуванні корму ВРХ; M_p – момент в пружному елементі приводу гвинтового конвеєра.

4.2. Визначення оптимального режиму пуску гвинтового конвеєра

Момент в пружному елементі приводу гвинтового конвеєра представляється такою залежністю

$$M_p = c(\varphi_1 - \varphi_2), \quad (4.2)$$

де c – коефіцієнт жорсткості пружного елемента передавального механізму приводу гвинтового конвеєра; φ_1, φ_2 – відповідно кутові координати першої та другої приведених мас двомасової динамічної моделі конвеєра.

Виходячи з другого рівняння системи диференціальних рівнянь гвинтового конвеєра (3.3), можна отримати наступну залежність

$$M_p = c(\varphi_1 - \varphi_2) = J_{p2} \ddot{\varphi}_2 + M_{p2}, \quad (4.3)$$

де J_{p2} – момент інерції другої приведеної маси (гвинтового валу з транспортуємим вантажем)) динамічної моделі конвеєра; M_{p2} – приведений момент сил опору повороту гвинтового валу конвеєра з вантажем, що транспортується. Підінтегральний вираз критерію (4.1) виразимо через залежність (4.3), в результаті чого будемо мати такий вираз

$$f = (J_{p2}\ddot{\varphi}_2 + M_{p2})^2. \quad (4.4)$$

Умовою мінімуму критерію (4.1) з урахуванням виразу (4.4) є рівняння Пуассона, які дають наступне рівняння

$$J_{p2}^2 \ddot{\varphi}_2 = 0. \quad (4.5)$$

Рівнянні (4.5) справедливе тоді, коли $\ddot{\varphi}_2 = 0$, бо момент інерції робочого органу з вантажем не може бути рівнем нулю. В результаті послідовного інтегрування рівняння (5.5) будемо мати такі залежності:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 &= C_1; \\ \dot{\varphi}_2 &= C_1 t + C_2; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^2}{2} + C_2 t + C_3; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^3}{6} + \frac{C_2 t^2}{2} + C_3 t + C_4. \end{aligned} \quad (4.6)$$

Тут C_1, C_2, C_3, C_4 - постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов пуску гвинтового конвеєра:

$$t=0: \varphi_2 = 0; \dot{\varphi}_2 = 0; t = t_1: \varphi_2 = \omega; \ddot{\varphi}_2 = 0. \quad (4.7)$$

В умовах (4.7) прийняті такі позначення: ω – усталена кутова швидкість гвинтового валу конвеєра; t_1 – тривалість процесу пуску конвеєра.

Використавши крайові умови руху конвеєра (4.7) і підставивши їх в рівняння (.6), визначимо постійні інтегрування, які мають такий вигляд:

$$C_1 = -\frac{2\omega}{t_1^2}; C_2 = \frac{2\omega}{t_1}; C_3 = 0; C_4 = 0. \quad (4.8)$$

В результаті підстановки виразів (4.8) в рівняння (4.6) знайдемо оптимальний режим пуску гвинтового конвеєра за динамічним критерієм, який відображає динамічну складову потужності, що передається через пружний елемент передавального механізму. Отриманий таким чином режим пуску конвеєра забезпечує зміну пружного моменту в приводі гвинтового конвеєра, яка

усуває коливання в системі конвеєра і забезпечує мінімальне значення динамічної складової потужності приводу без коливань.

$$\varphi_2 = \frac{\omega}{t_1} \left(t^2 - \frac{1}{3t_1} t^3 \right). \quad (4.9)$$

Візьмемо першу та другу похідні за часом від отриманого виразу, в результаті чого будемо мати:

$$\dot{\varphi}_2 = \frac{\omega}{t_1} \left(2t - \frac{1}{t_1} t^2 \right); \quad (4.10)$$

$$\ddot{\varphi}_2 = 2 \frac{\omega}{t_1} (1 - t/t_1); \quad (4.11)$$

$$\ddot{\varphi}_2 = 2 \frac{\omega}{t_1^2}. \quad (4.12)$$

З другого рівняння системи диференціальних рівнянь (3.3) виразимо координату першої приведеної маси (приводного механізму) динамічної моделі гвинтового конвеєра

$$\varphi_1 = \varphi_2 + \frac{J_2}{c} \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_{p2}}{c}. \quad (4.13)$$

Взявши першу та другу похідні від виразу (4.13) за часом, отримаємо кутову швидкість та кутове прискорення повороту першої приведеної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра:

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 + \frac{J_{p2}}{c} \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_{p2}}{c}; \quad (4.14)$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2. \quad (4.15)$$

Після проведених розрахунків знайдемо пружний момент в передавальному механізмі та рушійний момент на валу електродвигуна приводу гвинтового конвеєра зведений до осі повороту гвинтового валу:

$$M_p = J_{p2} \ddot{\varphi}_2 + M_{p2}; \quad (4.16)$$

$$M_d = J_{p1} \ddot{\varphi}_1 + J_{p2} \ddot{\varphi}_2 + M_{p2}, \quad (4.17)$$

де J_{p1}, J_{p2} – відповідно моменти інерції першої та другої зведених мас динамічної моделі гвинтового конвеєра, які оцінюють динамічні властивості приводного механізму та гвинтового валу з вантажем; M_{p2} –приведений до гвинтового валу момент сил опору робочого органу (шнека) гвинтового конвеєра; ω – кутова швидкість усталеного руху гвинтового валу; t_1 – тривалість процесу пуску приводного механізму гвинтового конвеєра.

Крім того, визначимо потужність на гвинтовому валу приводного електродвигуна гвинтового конвеєра

$$P_d = M_d \dot{\phi}_1 . \quad (4.18)$$

Для гвинтового конвеєра, який представлено двомасовою динамічною моделлю з параметрами: $J_{p1} = 4,60 \text{ кгм}^2$; $J_{p2} = 19,35 \text{ кгм}^2$; $M_{p2} = 506,6 \text{ Нм}$;

$C = 16060 \text{ Нм/рад}$; $\omega = 14,65 \text{ рад/с}$ при тривалості пуску $t_1 = 1,0 \text{ с}$ побудовані графічні залежності кінематичних, силових та енергетичних характеристик оптимального режиму пуску гвинтового конвеєра, які наведені на рис.4.1,..., рис.4.6.

4.3. Результати оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра

Результати оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра представлені у вигляд графічних залежностей кінематичних, силових та енергетичних характеристик, які наведені на рис. 4.1 – 4.6.

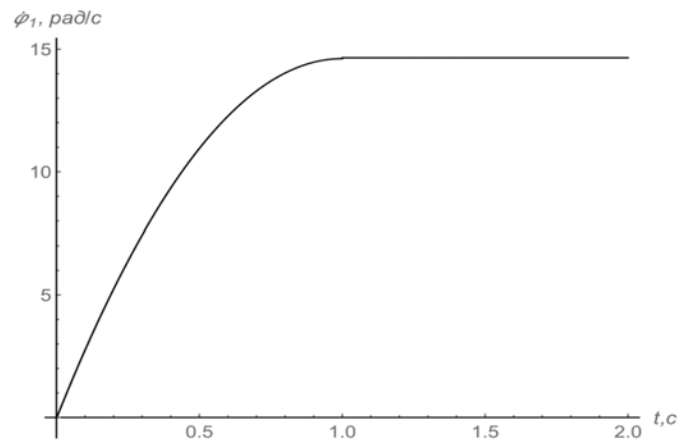


Рис.4.1. Графік зміни кутової швидкості першої приведенної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра

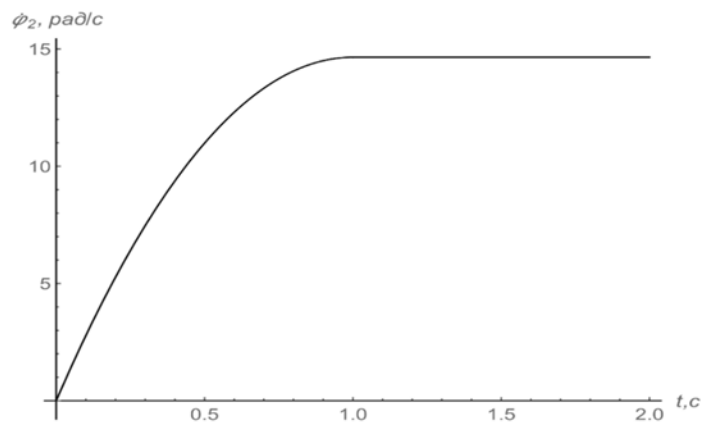


Рис.4.2. Графік зміни кутової швидкості другої приведенної динамічної моделі гвинтового конвеєра

Кутова швидкість першої приведенної маси (рис.4.1) динамічної моделі змінюється плавно за параболічним законом до усталеної кутової швидкості повороту гвинтового валу конвеєра. Це усуває динамічні навантаження в передавальному механізмі приводу гвинтового конвеєра.

Кутова швидкість другої приведенної маси (рис.4.2) динамічної моделі гвинтового конвеєра також змінюється плавно за параболічним законом до усталеної швидкості руху гвинтового валу. Такий режим пуску усуває динамічні навантаження в робочому органі (гвинтовому валу) гвинтового конвеєра.

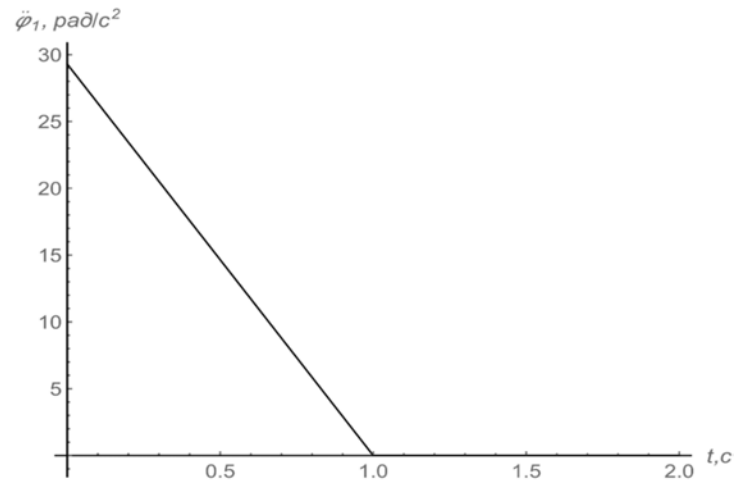


Рис.4.3. Графік зміни кутового прискорення першої приведенної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра

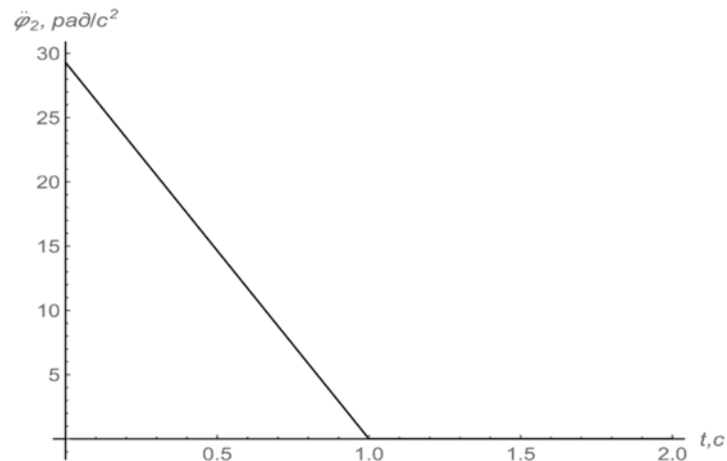


Рис.4.4. Графік зміни кутового прискорення другої приведенної маси динамічної моделі гвинтового конвеєра

Прискорення першої приведеної маси (рис.4.3) динамічної моделі гвинтового конвеєра змінюється за лінійним законом від максимального значення до нуля на всій ділянці пуску, а під час усталеного руху є нульовим. При цьому коливання прискорення вала електродвигуна відсутні, що покращує умови роботи передавального механізму приводу гвинтового конвеєра. Прискорення другої приведеної маси (рис.4.4) динамічної моделі гвинтового конвеєра також змінюється за лінійним законом від максимального значення до нуля на всій ділянці пуску, а під час усталеного руху прискорення дорівнює нулю. При цьому коливання прискорення гвинтового вала відсутні. Це до мінімуму зводить динамічні навантаження в робочому органі (шнеку) гвинтового конвеєра.

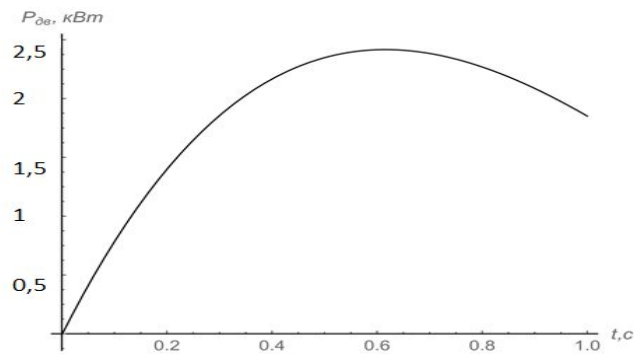


Рис.4.5. Графік зміни потужності на валу приводного електродвигуна гвинтового конвеєра

Потужність на валу приводного електродвигуна (рис. 4.5) гвинтового конвеєра змінюється плавно без коливань за параболічним законом з досягненням максимального значення в кінці пуску, а далі плавно спадає до усталеного значення. Оптимальний режим пуску позитивно впливає на роботу приводного електродвигуна гвинтового конвеєра.

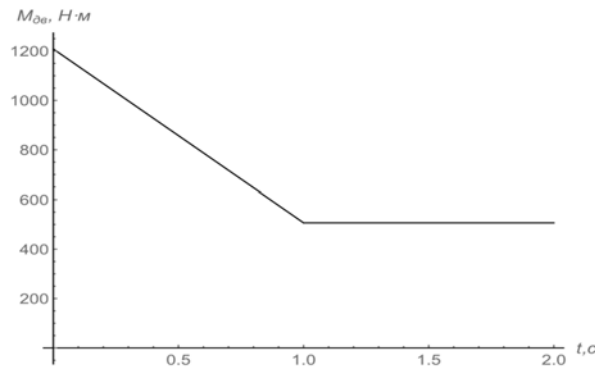


Рис.4.6. Графік зміни пружного моменту в передавальному механізмі приводу гвинтового конвеєра

Пружний момент в передавальному механізмі приводу (рис. 4.6) гвинтового конвеєра змінюється плавно за лінійним законом від максимального до усталеного значення під час пуску. При цьому коливання в передавальному механізмі відсутні.

Результати оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра, наведені на рис.4.1 - 4.6, у вигляді графічних залежностей показують, що коливання в елементах приводу та робочого органу при транспортуванні кормів ВРХ відсутні. Наведені результати оптимізації показують, що динамічні навантаження в елементах приводу та робочого органу зменшуються до мінімальних значень і рух ланок приводу є плавним в порівнянні з некерованим рухом гвинтового конвеєра. При оптимальному режимі пуску гвинтового конвеєра до мінімуму зменшуються енергетичні витрати. Максимальний момент в пружному елементі при оптимальному режимі пуску становить 1200 Нм, а при звичайному некерованому русі 2400 Нм, що приводить до підвищення надійності роботи приводу, гвинтового робочого органу та конвеєра в цілому. Максимальне значення потужності приводу при оптимальному режимі пуску гвинтового конвеєра становить 2,3 кВт, а при звичайному некерованому русі – 5 кВт.

З наведених результатів досліджень динамічного аналізу та оптимального режиму пуску гвинтового конвеєра можна зробити висновок, що оптимальний режим пуску приводного механізму гвинтового конвеєра має значні переваги

перед звичайним некерованим режимом руху приводного механізму гвинтового конвеєра.

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Процес транспортування кормів для великої рогатої худоби (ВРХ) за допомогою гвинтових конвеєрів (шнеків) на сучасних тваринницьких комплексах та кормоцехах супроводжується впливом на обслуговуючий персонал комплексу небезпечних та шкідливих виробничих факторів [25]. Специфіка цих факторів безпосередньо зумовлена як фізико-хімічними властивостями транспортованого матеріалу (сухі комбікорми, зернофураж, вологі силосно-сінажні суміші, концентровані добавки), так і конструктивно-динамічними особливостями самого транспортера [27].

Відповідно до вимог нормативно-правових актів з охорони праці, зокрема НПАОП 01.0-1.02-18 та НПАОП 0.00-7.14-17, під час роботи гвинтового конвеєра виникають ризики, які потребують систематичного аналізу та впровадження відповідних техніко-організаційних заходів [26]. Ідентифікацію основних виробничих небезпек та характер їхнього впливу на персонал наведено у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1.

Класифікація та характеристика небезпечних і шкідливих факторів при експлуатації конвеєра

Клас небезпечного/шкідливого фактора	Конкретне джерело виникнення на гвинтовому конвеєрі	Характер та наслідки впливу на обслуговуючий персонал	Нормативне джерело (ДСТУ / НПАОП)

Механічні небезпеки	Обертний гвинтовий вал (шнек), зазори між гвинтом та жолобом, деталі приводу [25].	Травми кінцівок, зтягування одягу, переломи, ампутації при випадковому контакті [31].	ДСТУ EN 618:2017, НПАОП 01.0-1.02-18 2
Хімічні та біологічні фактори	Пил сухих кормів, виділення спор грибів, плісняви, бактерій із вологих кормосумішей [28].	Захворювання органів дихання, алергічні реакції, подразнення слизових оболонок [28].	Санітарні норми повітря робочої зони, НПАОП 01.0-1.02-18 2
Пожежо- та вибухонебезпека	Концентрація дрібнодисперсного органічного пилу в повітрі робочої зони [25].	Спалах або вибух пилоповітряної суміші від іскор тертя або перегріву двигуна [30].	ДСТУ EN 618:2017, Правила пожежної безпеки 8
Електричний струм	Пошкодження ізоляції кабелів живлення двигуна в умовах агресивного середовища ферми [26].	Електротравми, опіки, фібриляція серця при пробії фази на металевий корпус [33].	ГОСТ 12.1.019-79, ГОСТ 12.1.030-81 9

Акустичний вплив та вібрація	Робота зубчастих передач редуктора, тертя витків шнека об жолоб, дисбаланс вала [33].	Зниження концентрації уваги, втома, погіршення слуху, вібраційна хвороба.	ГОСТ 12.1.003-83, ГОСТ 12.1.012-90 9
------------------------------	---	---	--------------------------------------

Особливістю сільськогосподарського виробництва є наявність у приміщеннях утримання ВРХ та приготування кормів підвищеної вологості та підвищеної концентрації корозійно-активних газів (аміак, сірководень), що суттєво прискорює деструкцію електричної ізоляції та металевих конструкцій, збільшуючи ймовірність аварійних режимів роботи та травматизму [26].

5.2. Заходи безпеки під час експлуатації конвеєра

Убезпечення персоналу під час роботи гвинтового конвеєра досягається шляхом реалізації жорстких інженерних та конструкційних заходів, регламентованих ДСТУ EN 618:2017 та ДСТУ 2672-94 [30]. Ключовим технічним рішенням є повна фізична ізоляція небезпечних зон [33]. Корпус конвеєра має бути повністю закритим, пило- та вологонепроникним [27].

Захист від випадкового доступу та механічних травм реалізується за допомогою наступних систем:

Блокувальні пристрої кришок жолоба: відповідно до вимог пункту 3.28 ДСТУ EN 618:2017, кришки оглядових та технологічних люків конвеєра обладнуються електричними блокуваннями (кінцевими вимикачами безпеки) [30]. При спробі відкрити будь-яку кришку під час роботи шнека ланцюг живлення магнітного пускача розмикається, забезпечуючи миттєву зупинку приводу [30]. Конструкція блокування має відповідати ДСТУ EN ISO 14119:2014, унеможливаючи її просте механічне обходження персоналом [39]. Повторне самочинне ввімкнення двигуна після закриття кришки повинно бути

виключено схемними рішеннями – запуск можливий лише з центрального пульта керування оператором [29].

Захисні решітки на завантажувальних бункерах: у зонах відкритого приймання корму (під силосами, змішувачами) встановлюються стаціонарні металеві решітки з розміром чарунок не більше ніж 50x50 мм [31]. Це виключає проникнення рук персоналу в зону обертання гвинта, одночасно не перешкоджаючи вільному проходженню сипучого чи гранульованого комбікорму.

Захисні кожухи приводних елементів: пружні муфти з'єднання валів, пасові або ланцюгові передачі закриваються суцільними захисними металевими кожухами згідно з ДСТУ EN ISO 13855:2015 [39].

Для термінової деактивації обладнання у разі виникнення позаштатних ситуацій застосовується система аварійної зупинки [31]. Вона складається з кнопок аварійного вимкнення з фіксацією (червоного кольору типу «грибок»), які встановлюються безпосередньо біля приводної та натяжної станцій [31]. На конвеєрах довжиною понад 10 метрів додатково монтується тросовий вимикач уздовж усього корпусу, що дозволяє здійснити аварійну зупинку з будь-якої точки робочого проходу [31]. Після активації аварійної зупинки система блокується механічно до повного усунення причин аварії [31].

Очищення, технічне обслуговування та поточний ремонт повинні виконуватися виключно на повністю знеструмленому обладнанні з дотриманням процедури LOTO (Lockout/Tagout) [29].

Якщо аварійна зупинка відбулася в навантаженому стані, запуск конвеєра без попереднього розвантаження забороняється [31]. Для уникнення пошкодження шнека та приводного механізму забиті ділянки жолоба розвантажують вручну через спеціальні технологічні люки в нижній частині корпусу конвеєра [31]. Ручні шибери та секторні затвори, що перекривають жолоби, повинні легко відкриватися та закриватися вручну без застосування

спеціальних інструментів [30]. Використовувати деформовані шибери не дозволяється [30].

5.3. Заходи зниження шуму, вібрацій та динамічних навантажень

Рівень шуму та вібрації на робочих місцях операторів кормоцехів регулюється вимогами ГОСТ 12.1.003-83 та ГОСТ 12.1.012-90 [33]. Основними джерелами шуму є робота зубчастих зацеплень редуктора приводу та механічне тертя гвинтового вала об жолоб [33]. Вібрація ж генерується динамічною неурівноваженістю шнека, спричиненою нерівномірним налипанням вологого корму на його витки [27].

Найбільш ефективним комплексним методом зниження шуму, вібрації та динамічних навантажень у перехідних режимах роботи є впровадження регульованого електроприводу на основі частотного перетворювача (VFD) або пристроїв плавного пуску [36]. Порівняльний аналіз експлуатаційних характеристик конвеєра при різних способах пуску двигуна наведено у таблиці 5.2.

Таблиця 5.2.

Вплив способів пуску на динаміку та безпеку роботи гвинтового конвеєра

Параметр порівняння	Прямий пуск (без додаткових пристроїв)	Пуск із пристроєм плавного пуску (наприклад, Sirius 3RW55)	Пуск із частотним перетворювачем (VFD)
Пусковий струм електродвигуна	Дуже високий (5...7), викликає просідання напруги в мережі [37].	Помірний (2...3), знижує пікові навантаження на мережу [38].	Низький (1...1,5), повністю контрольований розгін [37].

Динамічний пусковий момент	Ударний характер наростання, що викликає зрізання шпонок та втомні тріщини вала [37].	Плавне наростання моменту за заданою часовою рампою, захист редуктора [38].	Повністю контрольований пусковий момент, високий момент на низьких частотах обертання [35].
Рівень шуму та вібрації при пуску	Короткочасний сплеск шуму та сильна вібрація металоконструкції.	Значно нижчий рівень завдяки контролю прискорення вала [37].	Мінімальний рівень шуму, відсутність вібраційних поштовхів під час розгону [37].
Енергоефективність системи	Низька, значні втрати енергії на нагрів обмоток при кожному пуску [37].	Середня, оптимізація споживання безпосередньо в момент пуску [38].	Висока, можливість регулювання швидкості транспортування залежно від подачі корму [35].
Захист від заклинювання шнека	Тільки тепловим реле із затримкою спрацьовування (ризик згорання двигуна) [35].	Швидке відключення при перевищенні пускового часу або струму [38].	Миттєве виявлення перевантаження (за частки секунди) та

			зупинка приводу [35].
--	--	--	--------------------------

Пристрій плавного пуску або частотний перетворювач забезпечує поступовий розгін електродвигуна протягом заданого інтервалу часу ($t_{start} = 5...12$ с) [37]. Це дозволяє усунути крутильні коливання в елементах трансмісії та зменшити динамічні навантаження в кінематичних парах [37].

Для зниження віброакустичної активності конвеєра під час номінального режиму експлуатації впроваджують такі технічні заходи:

- **Застосування пружних муфт:** передача крутного моменту від редуктора до гвинтового вала здійснюється через пружні муфти з тороподібною або зірчоподібною гумовою вставкою, яка ефективно демпфує крутильні коливання [27];
- **Встановлення віброізоляторів:** раму приводної станції конвеєра монтують на фундамент або опорні металоконструкції кормоцеху через гумово-металеві віброопори (амортизатори), що запобігає передачі структурного шуму та вібрації на будівельні конструкції приміщення;
- **Використання полімерних напрямних та футерування:** внутрішню частину сталевого жолоба у зоні можливого контакту з витками шнека футерують листами із надвисокомолекулярного поліетилену (UHMW-PE) [35]. Це суттєво знижує тертя, усуває шум від прямого контакту металевих поверхонь та мінімізує іскроутворення при випадковому прогині вала [35].

Поєднання електричних методів регулювання динаміки пуску та механічних методів віброізоляції дозволяє знизити рівень шуму в робочій зоні оператора до значень, що не перевищують допустимі санітарні норми (80 дБА), створюючи безпечні та комфортні умови праці для персоналу тваринницького підприємства [26].

РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

6.1. Обґрунтування економічної доцільності розробки

У сучасному тваринництві процеси приготування та роздачі кормів для великої рогатої худоби (ВРХ) є матеріало- та енергомісткими. Гвинтові конвеєри, які традиційно використовуються для переміщення сипких та змішаних кормів, у звичайних (некерованих) режимах роботи піддаються суттєвим динамічним перевантаженням, особливо під час пуску. Амплітуда пускового крутного моменту в некерованому режимі сягає 2400 Нм, що супроводжується інтенсивними знакозмінними коливаннями. Це призводить до прискореного втомного руйнування шнека, зносу підшипникових вузлів, редуктора та деталей приводу, викликаючи часті аварійні зупинки, витрати на дорогі ремонти та капітальні збитки через порушення графіка годівлі тварин.

Запропоноване у цій роботі технічне рішення полягає в оптимізації режиму пуску гвинтового конвеєра за інтегральним критерієм мінімуму середньокватратичного значення рушійного моменту. Реалізація цього режиму здійснюється шляхом інтеграції в систему керування частотного перетворювача або пристрою плавного пуску, що забезпечує керований за заданим законом закон розгону електродвигуна.

Економічна доцільність розробки зумовлена такими чинниками:

- Зниженням максимального моменту в пружному елементі приводу вдвічі (з 2400 Нм до 1200 Нм) та повним усуненням коливальних процесів. Це суттєво підвищує надійність роботи конструкції та подовжує її міжремонтний ресурс.
- Мінімізацією енергетичних втрат під час пуску за рахунок оптимізації пускових струмів та усунення втрат на вібрацію.

- Ліквідацією технологічних простоїв кормоцеху та супутніх біологічних збитків підприємства (недоотримання продукції ВРХ через стрес чи порушення раціону).

Порівняльний аналіз проводиться для двох варіантів:

- **Базовий варіант (Варіант 1):** серійний гвинтовий конвеєр із прямим пуском електродвигуна від мережі (без засобів оптимізації динаміки).
- **Проектний варіант (Варіант 2):** модернізований гвинтовий конвеєр з інтегрованою системою частотного регулювання, що реалізує оптимальну траєкторію пуску.

6.2. Розрахунок капітальних вкладень (інвестицій)

Капітальні вкладення для базового варіанта (K_1) визначаються ринковою вартістю стандартного гвинтового конвеєра відповідної продуктивності та довжини. Для проектного варіанта капітальні вкладення (K_2) включають вартість базового обладнання, вартість частотного перетворювача (або пристрою плавного пуску), а також витрати на монтаж, налагодження та розробку алгоритму керування.

Загальна сума капітальних вкладень розраховується за формулою:

$$K = C_{\text{обл}} + C_{\text{дод}} + V_{\text{мн}}$$

де $C_{\text{обл}}$ – балансова вартість конвеєра;

$C_{\text{дод}}$ – вартість додаткового електрообладнання (частотного перетворювача);

$V_{\text{мн}}$ – витрати на монтаж та пусконаладжувальні роботи (приймаються в розмірі 10–12% від вартості обладнання).

Складові капітальних вкладень наведено у таблиці 6.1.

Таблиця 6.1

Структура капітальних вкладень для базового та проєктного варіантів

Стаття витрат	Базовий варіант (Варіант 1), грн	Проектний варіант (Варіант 2), грн
Вартість гвинтового конвеєра ($\Pi_{обл}$)	130 000	130 000
Вартість частотного перетворювача ($\Pi_{дод}$)	—	25 000
Витрати на монтаж, наладку та ПНР ($B_{мн}$)	13 000	15 000
Всього капітальних вкладень (K)	143 000	170 000

Додаткові капітальні вкладення (ΔK), необхідні для реалізації проєкту, становлять:

$$\Delta K = K_2 - K_1 = 170\,000 - 143\,000 = 27\,000 \text{ грн.}$$

6.3. Розрахунок річних експлуатаційних витрат

Річні експлуатаційні витрати (B) для обох варіантів складаються з витрат на силове електроспоживання, амортизаційних відрахувань, витрат на технічне обслуговування й ремонти, а також витрат від аварійних простоїв лінії годівлі.

$$B = B_{ел} + B_{ам} + B_p + B_{зп} + B_{пр}$$

6.3.1. Витрати на електроенергію

Витрати на оплату спожитої електроенергії ($B_{ел}$) визначаються потужністю приводу, річним фондом робочого часу та тарифом на енергію. За рахунок впровадження частотного регулювання у проєктному варіанті досягається економія енергії під час пускових режимів та оптимізації ККД двигуна при змінному навантаженні.

Розрахунок ведеться за формулою:

$$V_{\text{ел}} = P_{\text{ном}} * t_{\text{доб}} * T_{\text{рік}} * C_{\text{ен}} * k_{\text{в}}$$

де $P_{\text{ном}}$ – номінальна потужність електродвигуна ($P_{\text{ном}} = 5,5$ кВт);

$t_{\text{доб}}$ – час роботи конвеєра за добу ($t_{\text{доб}} = 4$ год);

$T_{\text{рік}}$ – кількість днів роботи на рік ($T_{\text{рік}} = 365$ днів);

$C_{\text{ен}}$ – промисловий тариф на електроенергію (прийmemo $C_{\text{ен}} = 9,0$ грн/кВт*год);

$k_{\text{в}}$ – коефіцієнт, що враховує пускові втрати та неоптимальність режимів (для базового $k_{\text{в}} = 1,12$, для проєктного завдяки плавному пуску $k_{\text{в}} = 1,01$).

Базовий варіант: $V_{\text{ел1}} = 5,5 * 4 * 365 * 9,0 * 1,12 = 80942$ грн.

Проєктний варіант: $V_{\text{ел2}} = 5,5 * 4 * 365 * 9,0 * 1,01 = 73013$ грн.

6.3.2. Амортизаційні відрахування

Амортизаційні відрахування ($V_{\text{ам}}$) розраховуються методом прямолінійного списання виходячи з повної балансової вартості основних засобів та встановленої норми амортизації для сільськогосподарського обладнання ($H_{\text{ам}} = 10\%$ на рік):

$$V_{\text{ам}} = K * H_{\text{ам}} / 100$$

Базовий варіант: $V_{\text{ам1}} = 143000 * 0,10 = 14300$ грн.

Проєктний варіант: $V_{\text{ам2}} = 170000 * 0,10 = 17000$ грн.

6.3.3. Витрати на поточний ремонт та технічне обслуговування

Витрати на ТО та ремонти ($V_{\text{р}}$) безпосередньо залежать від рівня динамічних навантажень у машині. Оскільки в базовому варіанті пусковий момент сягає 2400 Нм і викликає вібрації, норма витрат на ремонти є високою ($H_{\text{р1}} = 15\%$ від капітальних вкладень). У проєктному варіанті зниження моменту

до 1200 Нм та плавний безколивальний пуск радикально зменшують знос компонентів, що знижує норму витрат до $H_{p2} = 6\%$.

$$B_p = K * H_p / 100$$

Базовий варіант: $B_{p1} = 143000 * 0,15 = 21450$ грн.

Проектний варіант: $B_{p2} = 170000 * 0,06 = 10200$ грн.

6.3.4. Витрати на оплату праці та супутні втрати

Частка витрат на оплату праці обслуговуючого персоналу та чергових слюсарів, віднесена на один конвеєр ($B_{зп}$), приймемо рівною 45000 грн для базового варіанта. У проектному варіанті завдяки вищому рівню автоматизації та зниженню трудовитрат на ліквідацію заклинювань шнека, ці витрати зменшуються до 38000 грн.

Окремо врахуємо втрати від аварійних простоїв лінії через поломки ($B_{пр}$). У базовому варіанті через високі пускові навантаження стаються регулярні виходи з ладу зрізних пальців муфт чи деформації лопатей, що зумовлює збитки від недоотримання продукції тваринництва в розмірі 25000 грн/рік. У проектному варіанті завдяки плавному пуску цей фактор усувається ($B_{пр2} = 0$).

Зведемо всі операційні витрати у таблицю 6.2.

Таблиця 6.2

Річні експлуатаційні витрати для порівнюваних варіантів

Статті експлуатаційних витрат	Базовий варіант, грн	Проектний варіант, грн
Електроенергія ($B_{ел}$)	80942	73013
Амортизація ($B_{ам}$)	14300	17000
Поточний ремонт і ТО (B_p)	21450	10200
Витрати на оплату праці ($B_{зп}$)	45000	38000

Збитки від технологічних простоїв ($B_{пр}$)	25000	0
Разом річні витрати (B)	186692	138213

Річна економія на експлуатаційних витратах (ΔB) становить:

$$\Delta B = B_1 - B_2 = 186692 - 138213 = 48479 \text{ грн.}$$

6.4. Визначення економічного ефекту та показників ефективності

6.4.1. Річний економічний ефект

Річний економічний ефект ($E_{річ}$) відображає чистий вигоду від впровадження розробки з урахуванням нормативного коефіцієнта ефективності капітальних вкладень ($E_n = 0,15$ для галузі машинобудування та АПК):

$$E_{річ} = \Delta B - E_n * \Delta K$$

$$E_{річ} = 48479 - 0,15 * 27000 = 48479 - 4050 = 44429 \text{ грн.}$$

Оскільки $E_{річ} > 0$, проєкт є повністю вигідним та доцільним для впровадження.

6.4.2. Термін окупності капітальних вкладень

Термін окупності додаткових інвестицій ($T_{ок}$) визначає період, за який внесені додаткові кошти на систему оптимізації повністю повернуться підприємству за рахунок економії на експлуатаційних витратах:

$$T_{ок} = \Delta K / \Delta B = 27000 / 48479 = 0,557 \text{ року.}$$

Переведемо у місяці: $0,557 * 12 = 6,7$ місяців. Таким чином, модернізація конвеєра окупається менш ніж за 7 місяців експлуатації.

ВИСНОВКИ

Магістерська кваліфікаційна робота присвячена проєктуванню та дослідженню гвинтового конвеєра при транспортуванні кормів ВРХ. Робота представлена на 82 сторінках комп'ютерного тексту. При виконанні магістерської роботи були отримані практичні навички з проєктування та дослідження транспортуючих машин, зокрема гвинтових конвеєрів. Вивчено принцип дії роботи гвинтових конвеєрів та їхні конструктивні та технологічні різновидності. Проведено розрахунок гвинтового конвеєра при транспортуванні кормів для ВРХ.

При виконання магістерської кваліфікаційної роботи проведені дослідження з моделювання гвинтового конвеєра. Гвинтовий конвеєр представлено двомасовою динамічною моделлю, де враховано основний рух приводного механізму та пужну деформацію елементів передавального механізму, що з'єднує ротор приводного електродвигуна з робочим органом (гвинтовим валом). На основі динамічної моделі побудовано математичну модель, яка представлена системою диференціальних рівнянь руху другого порядку. В результаті розв'язування диференціальних рівнянь руху отримали закони руху узагальнених координат, на базі яких визначені характеристики руху гвинтового конвеєра, які показали наявність значних коливань в приводному механізмі та робочому органі гвинтового конвеєра при транспортуванні кормів ВРХ.

На базі отриманого розв'язку математичної моделі проведено динамічний аналіз руху гвинтового конвеєра при транспортуванні кормів ВРХ. Динамічний аналіз гвинтового конвеєра показав значні перевантаження елементів приводу та робочого органу. З динамічного аналізу встановлено, що динамічні навантаження на початку руху в декілька разів перевищують навантаження під час усталеного руху.

Для усунення коливань в елементах приводу, робочого органу та конструкції гвинтового конвеєра, а також мінімізації динамічних навантажень здійснено оптимізацію режиму пуску за середньоквадратичним значенням моменту в приводному механізмі. Оптимальний режим пуску гвинтового конвеєра дозволив усунути коливання в елементах приводу та робочого органу і зменшити дію динамічних навантажень.

Розроблено заходи з охорони праці при роботі з транспортуючими машинами, а також визначено доцільність розробки нової конструкції гвинтового конвеєра для транспортування кормів для ВРХ.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Mathematical model of a dynamic process of transporting a bulk material by means of a tube scraping conveyor / V. I. Loveikin, Y. O. Romasevych, A. V. Shymko, K. O. Shymko. *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: Техніка та енергетика АПК*. 2019. Вип. 302. С. 138–147. DOI: <https://doi.org/10.31548/agr2019.302.138> (дата звернення: 12.01.2025).
2. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko A. The Dynamics of the Working Body of the Tubular Conveyor with the Relieved Scraping Elements. *Journal of Applied and Computational Mechanics*. 2020. Vol. 6, No. 4. P. 963–973. DOI: <https://doi.org/10.22055/jacm.2019.29969.1661> (дата звернення: 25.01.2025).
3. Analysis of Scraper Conveyor Chain Dynamics under Falling Coal Impact Conditions / S. Wang, J. Yang, C. Zhang et al. *Machines*. 2024. Vol. 12, No. 9. Art. 648. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines12090648> (дата звернення: 05.02.2025).
4. Measurement of Amount for Steel Abrasive Material Transported by Special Scraper Conveyor / T. Giesko, S. Koziół, K. Siczek, J. Szwedowicz. *Applied Sciences*. 2021. Vol. 11, No. 4. Art. 1852. DOI: <https://doi.org/10.3390/app11041852> (дата звернення: 18.02.2025).
5. Running resistance of scraper conveyors: an investigation based on coal viscoelasticity with experimental validation / Q. Zhang, J. Mao, Z. Xie, Y. Zhang. *Forschung im Ingenieurwesen*. 2022. Vol. 86. P. 381–392. DOI: <https://doi.org/10.1007/s10010-021-00527-2> (дата звернення: 02.03.2025).
6. Modeling and Optimization of Soft Start-Up for Hydroviscous Drive Applied to Scraper Conveyor / K. Guo, X. Wei, L. Han et al. *Mathematical Problems in Engineering*. 2018. Vol. 2018. Art. ID 8031310. DOI: <https://doi.org/10.1155/2018/8031310> (дата звернення: 15.03.2025).

7. Dynamic Properties of Chain Drive in a Scraper Conveyor under Various Working Conditions / S. Wang, S. Zhang, C. Zhang et al. *Machines*. 2022. Vol. 10, No. 7. Art. 579. DOI: <https://doi.org/10.3390/machines10070579> (дата звернення: 29.03.2025).
8. Determination of grain material damage during transportation by screw conveyor / M. Hevko, R. Rogatynskiy, O. Lyashuk et al. *Machines. Technologies. Materials*. 2025. Vol. 19, No. 3. P. 57–60. (дата звернення: 10.04.2025).
9. Рухлінський В. В., Малик В. В. Дослідження процесу травмування зерна гвинтовим конвеєром // Репозитарій Центральноукраїнського національного технічного університету (DSpace Repository). URL: <https://dspace.kntu.kr.ua/items/41585099-8e24-4f13-8036-9aa8bcb5eb3> (дата звернення: 24.04.2025).
10. Mechatronic drive of a scraper conveyor as an integrated module of power engineering, automated and information-control systems / V. I. Loveikin, Y. O. Romasevych, A. V. Shymko et al. *Науковий вісник НУБіП України*. 2018. Вип. 290. С. 112–122. (дата звернення: 05.05.2025).
11. Grain kernel damage during threshing: a comprehensive review of theories and models / F. S. Al-Sharif, M. A. Basunya, M. N. Al-Amri et al. *Journal of Agricultural Engineering*. 2024. Vol. 55, No. 2. Art. 1674. DOI: <https://doi.org/10.4081/jae.2024.1674> (дата звернення: 18.05.2025).
12. Mining Scraper Conveyors Chain Drive System Lightweight Design: Based on DEM and Topology Optimization / C. Zhang, J. Yang, S. Wang et al. *Computation*. 2025. Vol. 13, No. 9. Art. 225. DOI: <https://doi.org/10.3390/computation13090225> (дата звернення: 02.06.2025).
13. *Applied Sciences*. Volume 15, Issue 22 (November-2 2025). MDPI AG, 2025. 498 p. URL: <https://www.mdpi.com/2076-3417/15/22> (дата звернення: 14.06.2025).

14. A review of emerging trends in circular manure management and the role of digital solutions / H. M. Schulz, T. J. Mueller, K. E. Smith et al. *Deutsche Nationalbibliothek*. 2025. URL: <https://d-nb.info/1375736477/34> (дата звернення: 27.06.2025).
15. Study of the features of grain transportation of various agricultural crops by scraper elevators of combine harvesters / O. V. Tsurkan, S. V. Pozhar, V. M. Gerasymchuk et al. *INMATEH - Agricultural Engineering*. 2024. Vol. 72, No. 1. P. 115–124. DOI: <https://doi.org/10.35633/inmateh-72-11> (дата звернення: 08.07.2025).
16. Study on vibration characteristics of the polygon effect of scraper conveyor / X. Li, C. J. Zhang, H. M. Liu et al. *Journal of Mechanical Strength*. 2018. Vol. 40, No. 1. P. 34–40. DOI: <https://doi.org/10.16579/j.issn.1001.9669.2018.01.004> (дата звернення: 21.07.2025).
17. Analysis of Scraper Conveyor Chain Dynamics under Falling Coal Impact Conditions / S. Wang, J. Yang, C. Zhang et al. *Research Square*. 2024. Preprint. DOI: <https://doi.org/10.21203/rs.3.rs-4886612/v1> (дата звернення: 04.08.2025).
18. Analysis of the Causes of Failure and Damage to Conveyor Scraper for Transporting Oil Palm Bunches at PT. Socfindo Seunagan Plan / M. Faisal, I. Ibrahim, H. Husaini et al. *Jurnal Inotera*. 2023. Vol. 8, No. 2. P. 209–218. DOI: <https://doi.org/10.31575/inotera.v8i2.273> (дата звернення: 18.08.2025).
19. Analysis of longitudinal and torsional vibration of mining scraper conveyor under the over bending section working condition / J. Mao, Q. Zhang, Z. Xie et al. *Journal of Vibroengineering*. 2021. Vol. 23, No. 4. P. 812–826. DOI: <https://doi.org/10.21595/jve.2020.21523> (дата звернення: 02.09.2025).
20. Рухлінський В. В. Канатний конвеєр з гнучким робочим органом для зменшення травмування зерна. *Вісник Львівського національного аграрного університету. Серія: Агроінженерні дослідження*. 2013. № 17.

- С. 33–39. URL: http://www.irbis-nbuv.gov.ua/cgi-bin/irbis_nbuv/...pdf (дата звернення: 15.09.2025).
21. Рухлінський В. В. Обґрунтування параметрів та режимів роботи канатного конвеєра для транспортування насіння нішевих культур : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / Дніпровський державний аграрно-економічний університет. Дніпро, 2021. 185 с. URL: <https://dspace.dsau.dp.ua/bitstream/123456789/6775/1/%D0%A0%D1%83%D1%85...pdf> (дата звернення: 29.09.2025).
22. Рухлінський В. В. Результати експериментальних досліджень величини травмування зерна під час транспортування гвинтовим конвеєром з рівнозбільшеним кроком витків. *Наукові горизонти*. 2016. № 1 (53). С. 142–148. URL: <https://sciencehorizon.com.ua/uk/journals/1-53-2016/...> (дата звернення: 11.10.2025).
23. Dynamic characteristics of scraper conveyor chain drive system under the impact condition of lump coal / S. Wang, J. Yang, C. Zhang et al. *PLoS ONE*. 2024. Vol. 19, No. 2. Art. e0297491. DOI: <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0297491> (дата звернення: 25.10.2025).
24. Engineering management of agrotechnics of grain production by agricultural enterprises / O. M. Shpykuliak, V. M. Topolnytskyi, I. V. Tarasova et al. *Wyższa Szkoła Zarządzania i Administracji w Opolu*. 2024. P. 45–58. URL: <https://www.wszia.opole.pl/wp-content/uploads/2024/06/...pdf> (дата звернення: 08.11.2025).
25. Ловеїкін В. С., Мельніченко В. В. Оптимізація ривкового режиму руху механізму повороту стрілкового крана. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: електронний науковий журнал*. 2015. № 24. URL: <http://agrmash.info/zb/24/part32.pdf> (дата звернення: 22.11.2025).

26. Ловеїкін В. С., Ромасевич Ю. О. Класифікація критеріїв оптимізації режимів руху вантажопідйомних машин. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. 2012. Вип. 124, т. 2. URL: http://khntusg.com.ua/files/sbornik/vestnik_124-2/43.pdf (дата звернення: 02.02.2026).
27. Обґрунтування заходів щодо забезпечення вибухобезпеки норій та конвеєрів на сучасних елеваторах / уклад. О. В. Шаповалов // Матеріали Всеукраїнського конкурсу студентських наукових робіт зі спеціальності «Цивільна безпека (Охорона праці)». Харків : ХНАДУ, 2020. URL: https://www.khadi.kharkov.ua/fileadmin/.../NRVybukhobezpeka_Elevatoriv.pdf (дата звернення: 08.02.2026).
28. НПАОП 15.0-1.01-17. Правила охорони праці для працівників, зайнятих на роботах зі зберігання та переробки зерна. [Чинний від 2017-06-09] // Будстандарт Online. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=76343 (дата звернення: 15.02.2026).
29. Аспірація на елеваторі – ключовий елемент технології. *AgroTimes*. 2021. URL: <https://agrotimes.ua/article/aspiracziya-na-elevatori-klyuchovyj-element-tehnologiyi/> (дата звернення: 22.02.2026).
30. Обов'язкова аспірація. *AgroTimes*. 2022. URL: <https://agrotimes.ua/article/obovyazkova-aspiracziya/> (дата звернення: 01.03.2026).
31. Дотримання вимог охорони праці на елеваторах. *Охорона праці і пожежна безпека*. 2023. URL: <https://pro-op.com.ua/article/17358-dotrimannya-vimog-okhoroni-pratsi-na-elevatorakh> (дата звернення: 08.03.2026).
32. ДСТУ 7306:2013. Стрічки конвеєрні гумотканинні шахтні. Технічні умови. Київ : Мінекономрозвитку України, 2014. URL:

- https://www.ksv.biz.ua/GOST/DSTY_ALL/DSTU2/dstu_7306-2013.pdf (дата звернення: 15.03.2026).
- 33.Ткаченко А. О. Зниження динамічних навантажень в асинхронних електроприводах скребкових конвеєрів у робочих та аварійних режимах : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.09.03 / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». Харків, 2013. 20 с. URL: <http://www.kpi.kharkov.ua/archive/phd/abstract/2013/...pdf> (дата звернення: 22.03.2026).
- 34.Навчальний курс: Правила охорони праці для працівників, зайнятих на роботах зі зберігання та переробки зерна (НПАОП 15.0-1.01-17). *Дистанційне навчання «Охорона Праці»*. URL: <https://do.ohrantruda.com/course/view.php?id=17> (дата звернення: 29.03.2026).
- 35.Система аспірації убезпечить елеватор від пожеж і вибухів. *AgroTimes*. 2020. URL: <https://agrotimes.ua/article/systema-aspiracziyi-ubezpechyt-elevator-vid-pozhezh-i-vybuchiv/> (дата звернення: 05.04.2026).
- 36.Зерновий пил і іскра: чому елеватори вибухають. *Elevatorist.com*. 2019. URL: <https://elevatorist.com/blog/read/985-zernoviy-pil-i-iskra-chomu-elevatori-vibuhayut> (дата звернення: 12.04.2026).
- 37.Вимоги безпеки під час переробки та зберігання зерна. *Журнал «Охорона праці»*. 2023. URL: <https://ohoronapraci.com.ua/articles/67355-vymohy-bezpeky-pid-chas-pererobky-ta-zberihannya-zerna> (дата звернення: 19.04.2026).
- 38.Граничні та робочі значення шумового впливу на робочому місці : Додаток до наказу МОЗ України від 23.03.2023 № 540. URL: https://moz.gov.ua/uploads/9/46297-dn_540_23032023_dod.pdf (дата звернення: 24.04.2026).

- 39.ДСН 3.3.6.037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку // Будстандарт Online. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=48147 (дата звернення: 26.04.2026).
- 40.ДСТУ EN 115-1:2019. Безпечність ескалаторів та пасажирських конвеєрів. Частина 1. Фонструкція та встановлення (EN 115-1:2017, IDT) // Будстандарт Online. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=88043 (дата звернення: 28.04.2026).
- 41.ДСТУ EN 618:2017. Підіймально-транспортне обладнання та системи безперервної дії. Обладнання для механічного вантаження сипких матеріалів, крім стаціонарних стрічкових конвеєрів. Вимоги щодо безпеки та електромагнітної сумісності // Будстандарт Online. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=75934 (дата звернення: 30.04.2026).
- 42.Деталі машин : навчальний посібник / В. С. Ловейкін, В. М. Рибалко, Ю. О. Ромасевич, Н. В. Матухно, А. П. Ляшко. Київ : Компрінт, 2017. 635 с.
- 43.Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Динаміка машин : навчальний посібник. Київ : ЦП «КОМПРИНТ», 2013. 227 с.
- 44.Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Теорія технічних систем : навчальний посібник. Київ : Компрінт, 2012. 199 с.
- 45.Примірна інструкція з охорони праці для транспортувальника. Київ : Мінсоцполітики України, 2022. 12 с.
- 46.НПАОП 01.1-1.01-00. Правила охорони праці в сільськогосподарському виробництві. Київ : Держнаглядхоронпраці, 2000. 118 с.
- 47.НПАОП 01.0-1.02-18. Правила охорони праці у сільськогосподарському виробництві. Київ : Мінсоцполітики України, 2018. 96 с.

- 48.Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Дікун К. О. Оптимізація режимів пуску скребкових конвеєрів з урахуванням в'язкопружних властивостей тягового органу. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2021. № 97. С. 15–24. DOI: <https://doi.org/10.32347/gbdmm2021.97.0105>
- 49.Гевко Б. М., Рогатинський Р. М., Довбиш О. А. Математична модель взаємодії гвинта секційного конвеєра із сипким сільськогосподарським матеріалом. Вісник Тернопільського національного технічного університету. 2022. Т. 106, № 2. С. 56–65. DOI: https://doi.org/10.33108/visnyk_tntu2022.02.056
- 50.Цуркан О. В., Пожар С. В. Дослідження енергетичних параметрів процесу завантаження шнекових живильників сільськогосподарського призначення. Техніка та енергетика. 2023. Т. 14, № 1. С. 41–50. DOI: <https://doi.org/10.31548/energy2023.01.041>
- 51.Пат. 148563 Україна, МПК В65G 33/26. Гвинтовий робочий орган конвеєра для транспортування сипких матеріалів / Ловейкін В. С., Шимко А. В., Шимко К. О.; заявник і патентовласник Національний університет біоресурсів і природокористування України. № u202101452; заявл. 22.03.2021; опубл. 25.08.2021, Бюл. № 34.

ДОДАТКИ

Апробація