

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет(НИІ) _____ **КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ** _____

ПОГОДЖЕНО

Декан факультет

конструювання та дизайну _____
(назва факультету (НИІ))

_____ Іван РОГОВСЬКИЙ
(підпис) (ПІБ)

“ _____ ” _____ 2025 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

конструювання машин і обладнання _____
(назва кафедри)

_____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(підпис) (ПІБ)

“ _____ ” _____ 2025 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему

**ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ ПНЕВМАТИЧНОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ
ТРАНСПОРТУВАННЯ СОНЯШНИКА**

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

Освітня програма _____ Технічний сервіс машин та обладнання сільськогосподарського
виробництва _____
(назва)

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

Гарант освітньої програми

_____ к.т.н, доцент _____ Андрій Валентинович НОВИЦЬКИЙ
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

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

_____ к.т.н., доцент _____ Анастасія Петрівна ЛЯШКО
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Денис Григорович ЛАВРІНЕНКО
(ПІБ студента)

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Факультет(НИІ) _____ **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

Лавріненку Денису Григоровичу _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

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

Освітня програма _____ Технічний сервіс машин та обладнання сільськогосподарського
виробництва _____
(назва)

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

Тема магістерської кваліфікаційної роботи **ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ ПНЕВМАТИЧНОГО КОНВЕЄРА ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ СОНЯШНИКА**
затверджена наказом ректора НУБіП України від “16” грудня 2024 р. № 2266 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру _____ 2025.12.20
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Технологічна схема застосування пневматичного конвеєра, продуктивність

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Провести аналіз існуючих конструкцій пневматичних конвеєрів для транспортування сипких матеріалів
2. Виконати розрахунок конструкції пневматичного конвеєра для транспортування соняшника
3. Провести динамічний аналіз руху пневматичного конвеєра
4. Оптимізувати режим руху пневматичного конвеєра
5. Розробити заходи з охорони праці при роботі з пневматичними конвеєрами
6. Виконати розрахунок економічної ефективності доцільності розробки пневматичного конвеєра

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 _____ Денис Григорович ЛАВРІНЕНКО
(підпис) (прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота складається зі вступу, 6 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел і викладена на 75 сторінках комп'ютерного тексту.

Метою магістерської кваліфікаційної роботи є підвищення ефективності транспортування насіння соняшника шляхом оптимізації режиму руху пневматичного конвеєра.

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

1. Проведено аналіз технологій та технічних засобів транспортування сипких вантажів, в результаті якого визначено основні фактори, які впливають на ефективність роботи пневматичних конвеєрів.

2. Розроблено конструкцію та проведено розрахунок конструкції пневматичного конвеєра для транспортування соняшника.

3. Проведено динамічний аналіз руху пневматичного конвеєра при транспортуванні соняшника.

4. Оптимізовано режим пуску пневматичного конвеєра при транспортуванні соняшника.

5. Розроблено заходи з охорони праці щодо експлуатації пневматичного конвеєра нагнітальної дії.

6. Визначено економічну доцільність застосування пневматичного конвеєра при транспортуванні насіння соняшника.

Ключові слова: пневматичний конвеєр, конструкція, транспортування, насіння соняшника, динамічний аналіз, критерій, оптимізація.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	3
ЗМІСТ	4
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ І ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ РОБОТИ ПНЕВМАТИЧНИХ КОНВЕЄРІВ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ СОНЯШНИКА	7
1.1. Призначення та класифікація пневматичних конвеєрів.....	7
1.2. Принцип дії та загальна будова пневматичних систем транспортування сипких матеріалів.....	8
1.3. Конструктивні схеми пневмотранспортних систем для зернових і олійних культур.....	10
1.4. Фізичні закономірності руху сипкого матеріалу в повітряному потоці	12
1.5. Математична модель руху частинок соняшника в пневматичному конвеєрі	13
1.6. Основні параметри, що визначають ефективність транспортування (швидкість повітря, витрата, тиск, втрати енергії).....	14
1.7. Огляд сучасних наукових досліджень і публікацій.....	15
1.7.1. Аналіз статей, присвячених оптимізації пневмотранспортних систем	15
1.7.2. Сучасні підходи до моделювання руху сипких матеріалів	16
1.7.3. Зарубіжний досвід застосування комп'ютерного моделювання для оптимізації режимів роботи	16
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТА РОЗРАХУНОК ПНЕВМАТИЧНОГО КОНВЕЄРА	18
2.1. Розрахунок нагнітальної установки	18
2.2. Розрахунок пасового приводу	19
РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПНЕВМАТИЧНОГО КОНВЕЄРА.....	29
3.1. Побудова динамічної моделі пневматичного конвеєра	29
3.2. Математична модель пневматичного конвеєра	35
3.3. Результати динамічного аналізу пневматичного конвеєра.....	37
РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ ПНЕВМАТИЧНОГО КОНВЕЄРА.....	45
4.1. Вибір критерію оптимізації режиму пуску пневматичного конвеєра ...	45

4.2.	Визначення оптимального режиму пуску пневматичного конвеєра	46
4.3.	Результати оптимізації режиму пуску пневматичного конвеєра	49
РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ		54
5.1.	Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих виробничих факторів...	54
5.1.1.	Фізичні фактори	54
5.1.2.	Хімічні та вибухонебезпечні фактори	55
5.2.	Заходи із забезпечення виробничої безпеки пневматичного конвеєра .	55
5.2.1.	Захист від механічних травм.....	55
5.2.2.	Електробезпека та захист від статичної електрики	56
5.2.3.	Захист від шуму та вібрації	57
5.3.	Охорона навколишнього середовища	58
5.4.	Висновки до розділу.....	58
РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ		60
6.1.	Обґрунтування економічної доцільності розробки	60
6.2.	Розрахунок капітальних вкладень (інвестицій).....	61
6.3.	Розрахунок річних експлуатаційних витрат	62
6.3.1.	Витрати на електроенергію ($V_{ел}$).....	62
6.3.2.	Амортизаційні відрахування ($V_{ам}$).....	63
6.3.3.	Витрати на поточний ремонт та технічне обслуговування ($V_{рем}$)....	63
6.3.4.	Витрати на оплату праці ($V_{оп}$).....	64
6.4.	Визначення економічного ефекту та показників ефективності	64
6.4.1.	Річний економічний ефект ($E_{рік}$).....	64
6.4.2.	Термін окупності капітальних вкладень ($T_{ок}$)	64
6.4.3.	Інші показники (коефіцієнт рентабельності)	65
6.5.	Висновки до розділу.....	65
ВИСНОВКИ.....		67
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....		69
ДОДАТКИ.....		75

ВСТУП

Важливим завданням агропромислового комплексу є забезпечення ефективного та надійного транспортування сільськогосподарської продукції, зокрема, насіння соняшника. Тут необхідно використовувати високоефективні рішення для транспортування насіння соняшника, яке є сировиною для виробництва олії. Перспективним рішенням транспортування соняшника є використання пневматичних конвеєрів, які забезпечують високу продуктивність та зменшують пошкодження насіння під час транспортування.

Збільшення обсягів виробництва в Україні соняшникової олії вимагає вдосконалення існуючих технологій транспортування у виробничих процесах. Одним з перспективних напрямків транспортування соняшникового насіння є використання пневматичних конвеєрів в автоматизації технологічних ліній з виробництва олії.

Метою магістерської кваліфікаційної роботи є розробка конструкції пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника та оптимізації його режиму руху. При проведенні досліджень будуть розглянуті та проаналізовані основні конструкції пневматичних конвеєрів та встановлено їхні переваги і недоліки. Значна увага буде направлена на процес оптимізації режиму роботи пневматичного конвеєра та транспортування насіння соняшника.

В магістерській кваліфікаційній роботі значна увага буде приділена сучасним методам моделювання пневматичного конвеєра та оптимізації режиму його руху. Для проведення розрахунків динамічного аналізу та оптимізації режимів руху будуть задіяні сучасні комп'ютерні програми. Впровадження запропонованих методів розрахунку розробленого пневматичного конвеєра дозволить суттєво підвищити ефективність виробничих процесів та зменшити енергетичні витрати та підвищити надійність роботи технологічних ліній для транспортування соняшника.

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ І ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ РОБОТИ ПНЕВМАТИЧНИХ КОНВЕЄРІВ ДЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ СОНЯШНИКА

1.1. Призначення та класифікація пневматичних конвеєрів

Пневматичні конвеєри є перспективним рішенням для транспортування соняшника, оскільки вони забезпечують високу продуктивність та зменшують пошкодження насіння під час переміщення. Вони широко застосовуються для переміщення сільськогосподарських вантажів, таких як зерно, дерть, солома, сіно та сінаж.

Основні переваги пневматичних конвеєрів полягають у їхній простоті будови, високій продуктивності та герметизованому процесі транспортування. Мобільність цих конвеєрів, зокрема моделей фірм "Riela" (ФРН) та "Hecson" (Нідерланди), дозволяє значно розширити їхні функціональні можливості, особливо при роботі в польових умовах. Однак, вони характеризуються значними енерговитратами та інтенсивним зносом трубопроводів, особливо у місцях згину.

Пневматичні конвеєри класифікуються за кількома ознаками:

1. За способом переміщення сипких вантажів:

Всмоктувальні: Використовують розріджене повітря. Застосовуються для переміщення матеріалів з одного чи кількох приймальних пунктів в один пункт. Вони ідеальні для очисних ліній та забезпечують делікатне поводження з крихкими матеріалами.

Нагнітальні: Використовують напір повітря (тиск у повітроводі вищий за атмосферний). Використовуються для транспортування сипких вантажів на великі відстані, як правило, з одного пункту в один або кілька інших пунктів.

Всмоктувально-нагнітальні (комбіновані): Поєднують переваги обох типів, дозволяючи транспортувати вантаж з декількох пунктів в один або кілька пунктів.

2. За величиною тиску повітря в системі:

Низького тиску: Різниця тисків не перевищує 5 кПа. Найбільш поширені завдяки простоті та високій надійності.

Середнього тиску: Різниця тисків знаходиться в межах від 5 до 10 кПа.

Високого тиску: Різниця тисків становить більше 10 кПа.

3. За функціональними ознаками:

Аспіраційні (цехові): Використовуються для видалення сипких матеріалів за межі виробничих приміщень, працюють при низькому тиску (до 5 кПа).

Транспортні: Переміщують сипкі вантажі всередині цеху за технологічним потоком.

4. За здатністю переміщувати пневматичні суміші:

Конвеєри низької, середньої та високої концентрації. Для транспортування крихких матеріалів, таких як насіння соняшника, оптимальною є технологія щільної фази (Dense Phase), що працює при значно вищій концентрації (μ).

1.2. Принцип дії та загальна будова пневматичних систем транспортування сипких матеріалів

Принцип дії пневматичного транспортування ґрунтується на властивості повітря переміщувати вантажі у власному потоці. Установки створюють різницю тисків між початком та кінцем труби, змушуючи повітря рухатися.

Загальна будова систем пневмотранспорту включає три основні групи вузлів та обладнання:

1. Вузли завантаження та розвантаження сипкого вантажу.
2. Тягово-нагнітальне обладнання.

3. Трубопровідні мережі.

Основні вузли та обладнання:

Тягово-нагнітальне обладнання: Використовуються вентилятори та повітродувки (наприклад, серій ВЦП, ВВД, ВЦ7-42). Обладнання з низьким тиском нагнітання (перепад тисків до 15 кПа) відноситься до вентиляторів, а проміжне між вентиляторами та компресорами – до повітродувок. Стиснення газу в динамічних машинах (турбінні газодувки, відцентрові компресори) відбувається за рахунок відкидання газу робочим колесом від центру до периферії.

Пристрої завантаження: Для введення вантажу в нагнітальний трубопровід при підвищеному тиску застосовуються всмоктувальні патрубки, ежекційні воронки, а також шлюзові барабанні та гвинтові живильники. Живильники використовуються для забезпечення герметизації як у всмоктувальних, так і в нагнітальних системах. Всмоктувальні патрубки та воронки використовуються лише в низьконапірних конвеєрах (5-10 кПа).

Розвантажувальні пристрої: Слугують для відділення сипкого вантажу від повітря в заданому місці. Найбільш поширені циклони, які відокремлюють вантаж від повітря за рахунок відцентрової дії. Конструктивно циклон включає зовнішній та внутрішній циліндри та конус. Для транспортування матеріалів з пилом застосовують циклони типу УЦ, К або Ц. Дефлектори використовуються для зміни напрямку потоку, наприклад, при подачі зерна у відкриті бункери, якщо вантаж не містить пилу.

Трубопровідні мережі: Складаються з прямих ділянок, відводів (колін), трійників, перемикачів потоків та компенсаторів. Для систем з низькою концентрацією (ρ до 0,5 кг/кг повітря) застосовують зварні повітропроводи з тонколистової сталі. У системах із високим тиском або високою концентрацією використовуються труби з товщиною стінки 3 мм або електрозварні сталеві труби.

1.3. Конструктивні схеми пневмотранспортних систем для зернових і олійних культур

Пневматичні транспортні установки класифікуються за робочим тиском повітря на обладнання з низьким, середнім або високим тиском.

Таблиця 1.1

Технологічні схеми транспортування:

Тип схеми	Принцип роботи	Застосування та особливості
Всмоктувальний (Рис. 1.1)	Нагнітач створює вакуум на кінці труби. Вантаж підбирається соплом і переноситься в циклон, де відділяється від повітря.	Завантаження вантажу з декількох точок в одну точку. Використовуються для розвантаження суден, барж, вагонів.
Нагнітальний (Рис. 1.2)	Повітродувка стискає повітря. Вантаж вводиться у систему за допомогою шлюзового затвора, який забезпечує вхід вантажу в потік.	Вантаж приймається в одному місці та транспортується в кілька місць. Має більшу продуктивність порівняно зі всмоктувальними через високий тиск та масу повітря, що перекачується.
Всмоктувально-нагнітальний (Комбінований) (Рис. 1.3)	Перша частина лінії працює у всмоктувальному режимі (завантаження), друга – у	Об'єднує переваги обох типів. Призначений для підвищення продуктивності на великих відстанях (до 1000 метрів).

	режимі нагнітання (транспортування).	
--	--------------------------------------	--

Швидкість потоку повітря у таких системах зазвичай знаходиться в межах 10–30 м/с.

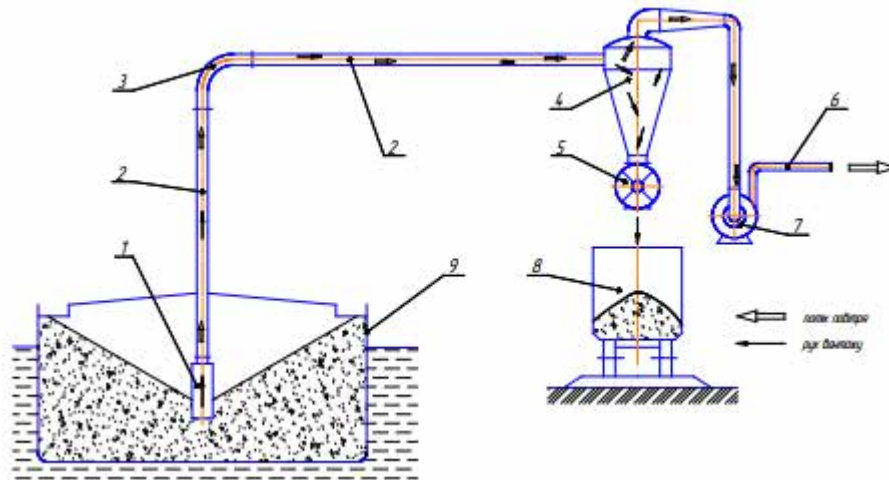


Рис. 1.1. Технологічна схема розвантаження пневматичною установкою всмоктувального типу:

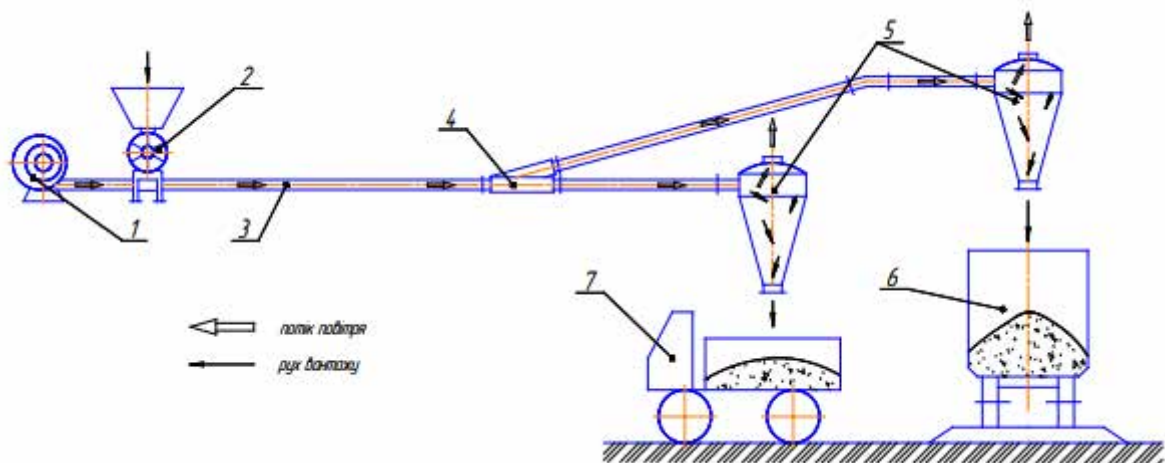


Рис. 1.2. Технологічна схема завантаження транспорту за допомогою пневматичної установки нагнітаючої дії: 1 – нагнітач повітря; 2 – шлюзовий затвор; 3 – трубопровід; 4 – розгалужувач; 5 – циклон; 6 – вагон; 7 – автомобіль.

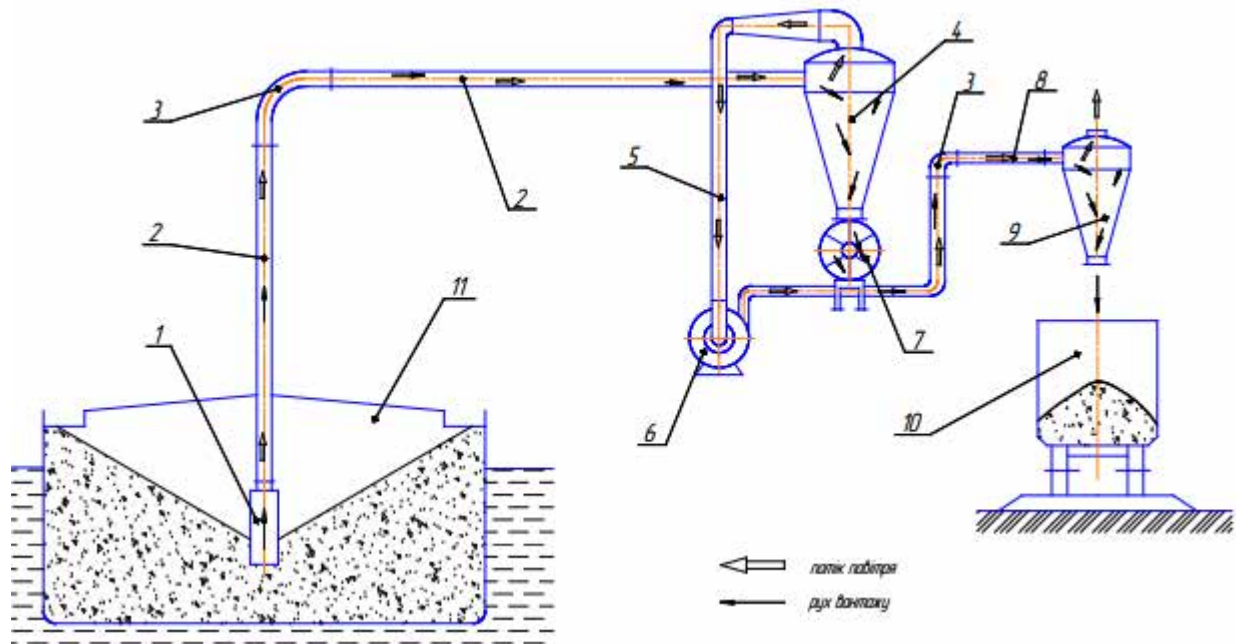


Рис. 1.5. Технологічна схема розвантаження пневматичного конвеєра всмоктуючо-нагнітальної дії: 1 – всмоктувальне сопло; 2 – трубопровід; 3 – коліно; 4 – циклон; 5 – повітропровід; 6 – нагнітач повітря; 7 – шлюзовий затвор; 8 – нагнітальна лінія; 9 – розвантажувальний циклон; 10 – вагон; 11 – баржа.

1.4. Фізичні закономірності руху сипкого матеріалу в повітряному потоці

Рух сипких матеріалів, особливо насіння соняшника, у повітряному потоці підпорядковується аеродинамічним закономірностям, які визначаються формою, вагою та характеристиками поверхні зерна [1].

Критичні швидкості:

1. Критична вертикальна швидкість (швидкість витання) (V_t або V_{crit}): Це максимальна швидкість падіння насіння в нерухомому повітрі [1].

2. Критична швидкість транспортування (V_{crit}): Мінімальна швидкість повітря, необхідна для підтримки матеріалу в завислому стані та запобігання осіданню (особливо на горизонтальних ділянках) [2-4].

Особливості транспортування насіння соняшника:

- Насіння соняшника є надзвичайно крихким і чутливим до механічних ударів та тертя, що може призвести до окислення олії та зниження якості [4-5].
- Середня критична вертикальна швидкість для насіння соняшника є низькою і становить приблизно 8.38 м/с. Це значно нижче, ніж, наприклад, для кукурудзи (13.29 м/с) [1-5].
- Оскільки енергія удару пропорційна квадрату швидкості, системи, що працюють у розрідженій фазі (де швидкість часто перевищує 15 м/с), неминуче призводять до високої травматизації продукту [3, 4].
- Для мінімізації пошкоджень інженери обирають мінімально можливу швидкість транспортування ($V_{пн}$), зазвичай $V_{пн} \approx 1.2V_{crit}$. Це є основою для застосування технології щільної фази (Dense Phase), яка працює при нижчих швидкостях і вищій концентрації [5, 6].

1.5. Математична модель руху частинок соняшника в пневматичному конвеєрі

Математичне моделювання пневмотранспорту для насіння соняшника є критично важливим для оцінки гідравлічного опору та прогнозування травматизації продукту.

Моделювання ґрунтується на підході Ейлера-Лагранжа, зокрема, на моделі дискретних частинок (DPM), що інтегрується з обчислювальною гідродинамікою (CFD) [7].

Рівняння руху для окремої частинки (насіння) включає [2, 3, 7]:

- Сили аеродинамічного опору.
- Сили гравітації.
- Сили градієнта тиску.

- Сили взаємодії між частинками та зі стінками трубопроводу (особливо важливі для щільної фази).

Для крихких матеріалів, як насіння соняшника, точність моделювання кінематики зіткнень є першочерговою. У сучасному моделюванні відбувається перехід від простих сферичних припущень до складніших моделей частинок, таких як мультисфера або поліедр (polyhedron filling methods). Це необхідно для достовірного симулювання передачі енергії при зіткненнях і точного прогнозування пошкоджень [2, 3, 7].

1.6. Основні параметри, що визначають ефективність транспортування (швидкість повітря, витрата, тиск, втрати енергії)

Вихідними параметрами для розрахунку пневматичних конвеєрів є продуктивність (Q або V), довжина та конфігурація трубопроводу, а також фізико-механічні властивості вантажу.

Ключові параметри та їхній вплив на ефективність:

1. **Коефіцієнт концентрації масової суміші (μ):** Визначається як відношення маси сипкого вантажу (Q_M) до маси повітря (Q_B), що проходять по трубопроводу в одиницю часу: $\mu = \frac{Q_M}{Q_B}$. Для транспортування пневматичної суміші μ може змінюватися в межах 8...25. Високі значення μ (щільної фази) необхідні для крихкого насіння соняшника, оскільки це знижує швидкість зіткнень [6].

2. **Витрата повітря (V_B):** Необхідна витрата повітря (у м³/год) визначається за продуктивністю Q (т/год): $V_B = \frac{Q}{3,6\mu\gamma_B}$, де γ_B — густина повітря ($\approx 1,24$ кг/м³).

3. **Швидкість повітря (v):** Швидкість потоку повинна бути мінімальною, щоб уникнути пошкоджень насіння, але достатньою для запобігання осіданню. Для насіння соняшника $V_{пн} \approx 1.2 V_{crit}$ [8]. Надто високі швидкості призводять до надмірних енергетичних витрат та травмування [4-5].

4. **Тиск та втрати енергії (P):** Сумарний тиск, необхідний для роботи конвеєра ($P_{ну}$), складається із сумарних втрат тиску в трубопроводі: $P_{ну} = P_{тр} + P_{ке} + P_{зп} + P_{м}$, де $P_{тр}$ — втрати на тертя, $P_{ке}$ — на кінетичну енергію, $P_{зп}$ — втрати в завантажувальному патрубку, $P_{в}$ — втрати на виході. Ефективність транспортування прямо пов'язана зі **зниженням питомих витрат енергії** (кВт·год/т), що досягається шляхом оптимізації режиму руху, зокрема, роботою на низьких швидкостях, близьких до критичних [9].

1.7. Огляд сучасних наукових досліджень і публікацій

Сучасні наукові дослідження (2015–2024 рр.) у сфері пневмотранспортування насіння соняшника зосереджені на підвищенні енергоефективності та, що є критично важливим, збереженні якості крихкого продукту.

1.7.1. Аналіз статей, присвячених оптимізації пневмотранспортних систем

Оптимізація режиму руху пневматичного конвеєра є багатоцільовою задачею [10]. Основний конфлікт полягає в тому, що максимальна енергоефективність (робота близько до V_{crit}) суперечить вимогам збереження якості, оскільки такі режими збільшують ризик нестабільності потоку [9,10].

Ключові напрямки оптимізації:

- **Енергозбереження:** Може бути досягнуте шляхом конструктивної оптимізації (калібрування діаметрів ліній, усунення витоків) [9]. Інноваційні експериментальні методи, такі як монтаж "моделі дюни" у горизонтальному трубопроводі, дозволили знизити мінімальну швидкість транспортування до 19%, а загальне енергоспоживання — до 34% [9].

- **Критерії оптимізації:** Доцільно використовувати середньоквадратичне значення пружного моменту в приводі протягом процесу пуску. Це дозволяє

мінімізувати динамічні навантаження, які під час пуску можуть перевищувати номінальні у понад 6 разів.

1.7.2. Сучасні підходи до моделювання руху сипких матеріалів

Сучасне інженерне проектування значною мірою спирається на газотверде зв'язане моделювання **CFD-DEM** (Computational Fluid Dynamics – Discrete Element Method) [2,7].

- **CFD-DEM симуляції:** Використовуються для прогнозування перепаду тиску у трубопроводах (що є ключовим для енергоефективності) та оптимізації геометрії критичних вузлів (коліна, з'єднання) [2,7].

- **Моделювання частинок:** Для крихкого насіння соняшника замість простих сферичних моделей застосовуються складніші моделі, такі як мультисфера або поліедр, для точного симулювання передачі енергії при зіткненнях, оскільки це безпосередньо впливає на прогнозування травмування [2,3].

- **Динамічний аналіз:** Використання дискретної двомасової динамічної моделі, описаної системою нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, дозволяє провести динамічний аналіз руху конвеєра, особливо під час перехідних процесів (пуск).

1.7.3. Зарубіжний досвід застосування комп'ютерного моделювання для оптимізації режимів роботи

Застосування комп'ютерного моделювання дозволяє суттєво підвищити ефективність виробничих процесів та зменшити енергетичні витрати [11-14].

- **Багатоцільова Оптимізація (МОО):** Активно використовуються алгоритми, такі як Генетичні Алгоритми (GA) та Оптимізація Роєм Частинок (PSO), для знаходження Парето-оптимальних рішень, які балансують між енергоефективністю та збереженням якості насіння [11-14].

- **Сенсорні системи та адаптивне керування:** Для підтримки високоефективних, але нестабільних режимів (робота близько до V_{cri}) критично важливим є використання високоточних неінвазивних сенсорів, таких як Мікрохвильові Доплерівські Сенсори (для вимірювання швидкості та масової витрати) та Електрична Ємнісна Томографія (ЕСТ) (для візуалізації режиму потоку та концентрації μ). Ці дані забезпечують зворотний зв'язок для адаптивного контролю [13, 15].

- **Інтеграція AI та ML:** Ключовою тенденцією є інтеграція штучного інтелекту для адаптивної оптимізації в режимі реального часу, що дозволяє системі динамічно підлаштовувати параметри до змінних характеристик матеріалу (наприклад, вологості насіння), підтримуючи баланс між енергією та якістю [6, 13, 14].

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТА РОЗРАХУНОК ПНЕВМАТИЧНОГО КОНВЕЄРА

2.1. Розрахунок нагнітальної установки

Коефіцієнт концентрації суміші для пилоподібних та порошкоподібних матеріалів становить $\mu = 20$ кг/кг. Продуктивність повітряної установки визначають такою залежністю:

$$Q_T = \frac{Q_c \cdot k \cdot k_1}{t}, \quad (2.9)$$

де Q_c - середньодобова продуктивність повітряної установки;

$k = 1,5$ - коефіцієнт нерівномірності подачі сипкого вантажу в пневматичну лінію протягом доби;

$k_1 = 1,25$ - коефіцієнт, що враховує підвищення продуктивності установки;

Швидкість повітря визначається за формулою:

$$v = \alpha \cdot \sqrt{\rho_M} + B \cdot l_{\text{прив}}^2 \quad (2.10)$$

де α - коефіцієнт, що враховує крупність сипкого вантажу (для пилоподібних вантажів - $\alpha = 10 \dots 16$; для зернистих - $\alpha = 17 \dots 20$; для дрібно штучних - $\alpha = 17 \dots 22$). $B = (2 \dots 5) \cdot 10^{-5}$ - коефіцієнт, що враховує зміну щільності повітря;

ρ_M - щільність сипкого вантажу, кг/м³;

В результаті визначення основних вихідних даних розрахунок проводять в такій послідовності. Визначають витрату повітря та діаметр трубопроводу за формулами:

$$Q_V = \frac{Q_T}{3600 \cdot \rho \cdot \mu}, \quad (2.11)$$

$$d_T = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_B}{\pi \cdot v}}, \text{ м (мм)} \quad (2.12)$$

і округляємо до найближчого більшого або меншого, за чинним ДСТУ на труби, діаметра. Перераховують значення секундної продуктивності повітряної установки

$$Q_B = F \cdot v, \text{ м} \quad (2.13)$$

де F – площа перетину трубопроводу стандартної труби.

За отриманою величиною Q_B вибирають повітронагнітальну машину

2.2. Розрахунок пасового приводу

Привод вентиляторного колеса спрощуємо до одноконтурного.

Визначимо геометричні параметри пасової передачі за такими даними параметрів:

$$n_1 = 2000 \text{ об/хв.};$$

$$n_2 = 1450 \text{ об/хв.};$$

$$a = 2469 \text{ мм.}$$

Передавальне число пасової передачі визначається за формулою і становить

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{2000}{1450} = 1,38.$$

Потужність на валу повітрорудної машини (вентилятора) становить 20 кВт, тому потужність на виході пасової передачі становитиме

$$P_1 = \frac{P_B}{\eta_{\text{пас}}^2} = \frac{20}{0,96^2} = 27,7 \text{ кВт,}$$

де P_2 - потужність на валу вентилятора, кВт;

$\eta_{\text{пас}}$ -ККД пасової передачі.

З врахуванням ККД підшипників кочення рекомендується ККД пасової передачі $\eta_{\text{пас}} = 0.96 \dots 0.97$, приймаємо для проведення подальших розрахунків $\eta_{\text{пас}} = 0.96$.

Для пасової передачі використаємо вузькі полі клинові паси, які збільшують тягову здатність та підвищити довговічність передачі[5].

За потужністю $P_1 = 27.7$ кВт та кутовою швидкістю

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3.14 \cdot 2000}{30} = 209.33 \text{ р/с}$$

обираємо пас типу УВ.

Для зменшення напружень згину пасу приймаємо діаметр ведучого шківа $d_1 = 280$ мм.

Після цього визначаємо діаметр шківа вентилятора за наступною формулою :

$$d_2 = d_1 \cdot u \cdot (1 - \varepsilon);$$

d_1 – діаметр шківа подрібнювача;

d_2 – діаметр шківа вентилятора;

u – передаточне число передачі;

ε – коефіцієнт пружного ковзання паса;

$$\varepsilon = 0.01 \dots 0.02.$$

Приймаємо коефіцієнт пружного ковзання паса: $\varepsilon = 0.02$.

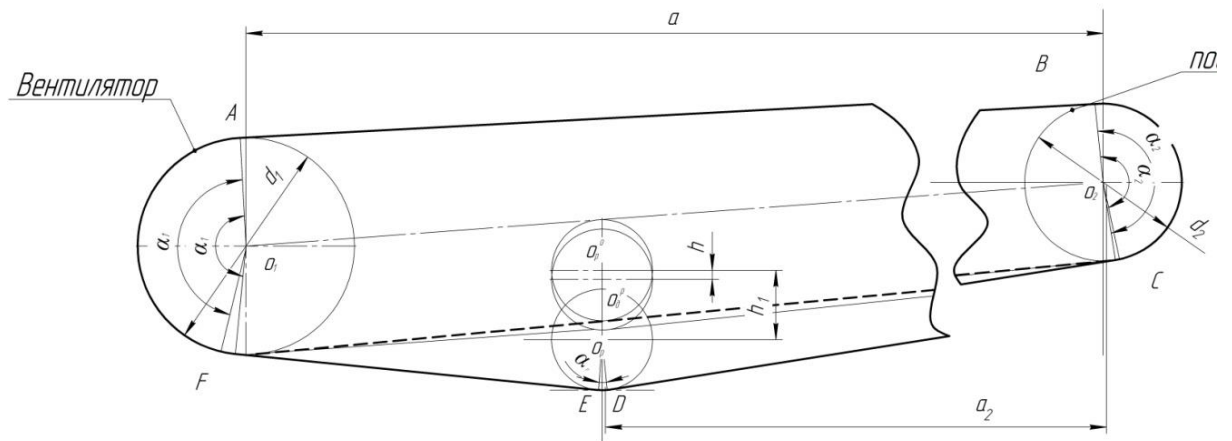


Рисунок 2.1. Схема пасового приводу вентилятора

Після чого визначаємо діаметр шківів вентилятора

$$d_2 = d_1 \cdot 1.38 \cdot (1 - 0.02) = 1.35 \cdot d_2 = 1.35 \cdot 280 = 378 \text{ мм.}$$

Приймаємо діаметр шківів вентилятора $d_2 = 386 \text{ мм.}$

Уточнюємо передавальне число приводу

$$U' = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)} = \frac{386}{280(1-0.02)} = 1.4.$$

Визначаємо відхилення дійсного передавального числа від необхідного

$$\Delta U = \frac{1.38 - 1.4}{1.38} \cdot 100 = 1.44\%.$$

Відхилення передаточного числа є допустимим .

Діаметр натяжного ролика розраховуємо за наступним чином:

$$d_p = (0.75 \dots 1.0) \cdot d_1 = 0.75 \cdot 280 = 210, \text{ мм.}$$

Із стандартного ряду діаметрів шківів вибираємо діаметр ролика.

Приймаємо $d_p = 224 \text{ мм.}$

За допомогою інженерного пакету «Fusion» визначаємо довжину паса, яка становить $L_0 = 5994 \text{ мм.}$

Із стандартного ряду приймаємо довжину паса $L = 6000 \text{ мм.}$

Довжину пасу з натяжним роликом, переміщеним на величину його діаметру, розраховуємо і приймаємо $L_1 = 6053\text{мм}$. Переміщення ролика $h_1 = 112\text{мм}$.

Знайдемо на скільки збільшується довжина пасу при переміщенні ролика на 1мм

$$\Delta = \frac{L_1 - L_0}{h_1} = \frac{6053 - 5994}{112} = 0.52\text{мм}.$$

Положення ролика визначаємо за величиною переміщення, яка становить:

$$h = \frac{L - L_0}{\Delta} = \frac{6000 - 5994}{0.52} = 11.53\text{мм}.$$

Кількість пасів в передачі для забезпечення необхідного ресурсу експлуатації (2000 годин) визначаємо за формулою:

$$Z = \frac{P_1 \cdot C_p}{P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_z},$$

$P_0 = 12.19\text{кВт}$ – номінальна потужність, що передається одним пасом;

де $C_\alpha = 0.98$ – коефіцієнт кута обхвату ведучого шківа;

$C_L = 1.22$ – коефіцієнт, що враховує довжину паса;

$C_z = 0.95$ – коефіцієнт, що враховує число пасів;

$C_p = 1$ – коефіцієнт тривалості і режиму роботи пасової передачі;

$P_1 = 21.7\text{кВт}$ – потужність, що передається пасовою передачею.

В результаті проведеного розрахунку отримуємо

$$z = \frac{21.7 \cdot 1}{12.19 \cdot 0.98 \cdot 1.22 \cdot 0.95} = 2.02;$$

Приймаємо кількість пасів $Z = 2$

Сили, що діють в гілках пасової передачі (рис. 2.2)

Попередній натяг F_0 пасу визначаємо за такою формулою:

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_P \cdot C_v}{z \cdot v \cdot C_\alpha} + \theta \cdot v^2.$$

Швидкість пасу v визначаємо наступним чином:

$$v = \frac{d_1 \cdot \omega_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{280 \cdot 209.33}{2 \cdot 10^3} = 29.3 \text{ м/с};$$

$C_v = 1.35$ – коефіцієнт, що враховує швидкість пасу;

$\Theta = 0.30$ – коефіцієнт, що враховує вплив відцентрових сил на шківі пасової передачі;

Попередній натяг пасу приймає таке значення

$$F_0 = \frac{850 \cdot 21.7 \cdot 1.35}{2 \cdot 29.3 \cdot 0.95} + 0.3 \cdot 29.3^2 = 794.29 \text{ Н.}$$

Визначаємо зусилля в гілках пасової передачі під час її роботи .

Знаходимо колону силу передачі:

$$F_t = 10^3 \cdot \frac{P_1}{v} = 10^3 \cdot \frac{21.7}{29.3} = 740 \text{ Н.}$$

Після цього знаходимо зусилля в ведучій гілці пасової передачі:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 794.29 + \frac{740}{2} = 1164.59 \text{ Н.}$$

Також визначаємо зусилля у веденій гілці передачі:

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} = 794.29 - \frac{740}{2} = 424 \text{ Н.}$$

Зусилля, що діють на ведучий та ведений вали передачі визначаємо за такою формулою:

$$F_{B1} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha_1} = \\ = \sqrt{1164.59^2 + 424^2 - 2 \cdot 1164.59 \cdot 424 \cdot \cos 172^\circ} = 1585.56 \text{ Н};$$

$$F_{B2} = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \alpha_2 =}$$

$$= \sqrt{1164.59^2 + 424^2 - 2 \cdot 1164.59 \cdot 424 \cdot \cos 175^\circ 13'} = 1587,4 \text{ Н};$$

$$F_p = F_2 \sqrt{2(1 - \cos \alpha_p)} = 424 \cdot 0.141 = 5.99 \text{ Н};$$

де $\alpha_1 = 172^\circ 4'$; $\alpha_2 = 175^\circ 13'$; $\alpha_p = 7'$ - кути обхвату паса відповідно ведучого, веденого шківів та натяжного ролика пасової передачі.

Конструктивні розміри шківів

Розміри профілю канавок шківа (рис.2.3) приймаємо в залежності від типу паса і діаметра шківа, в результаті чого отримуємо такі значення параметрів:

$$l_p = 19.0 \text{ мм};$$

$$b = 5 \text{ мм};$$

$$h = 19 \text{ мм};$$

$$r = 1 \text{ мм};$$

$$b_l = 22.06 \text{ мм};$$

$$\alpha = 34^\circ$$

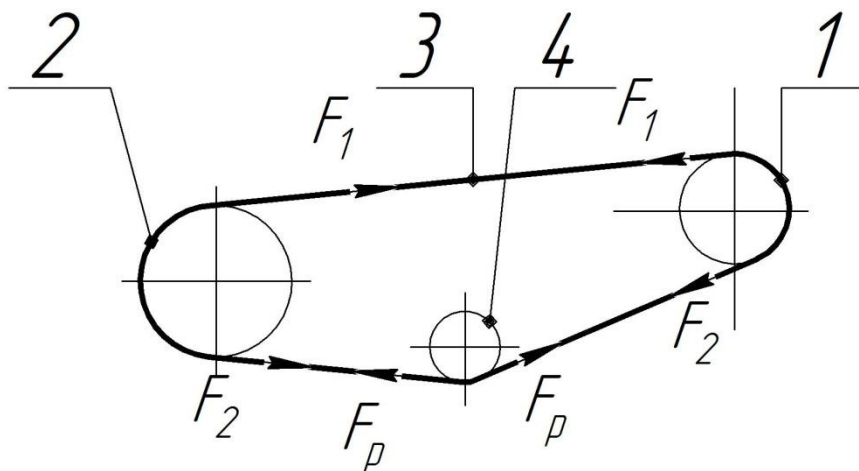


Рисунок 2.2. Схема сил, що діють у пасовій передачі з натяжним роликом:

1-ведучий шків ; 2-ведений шків; 3-пас; 4-натяжний ролик.

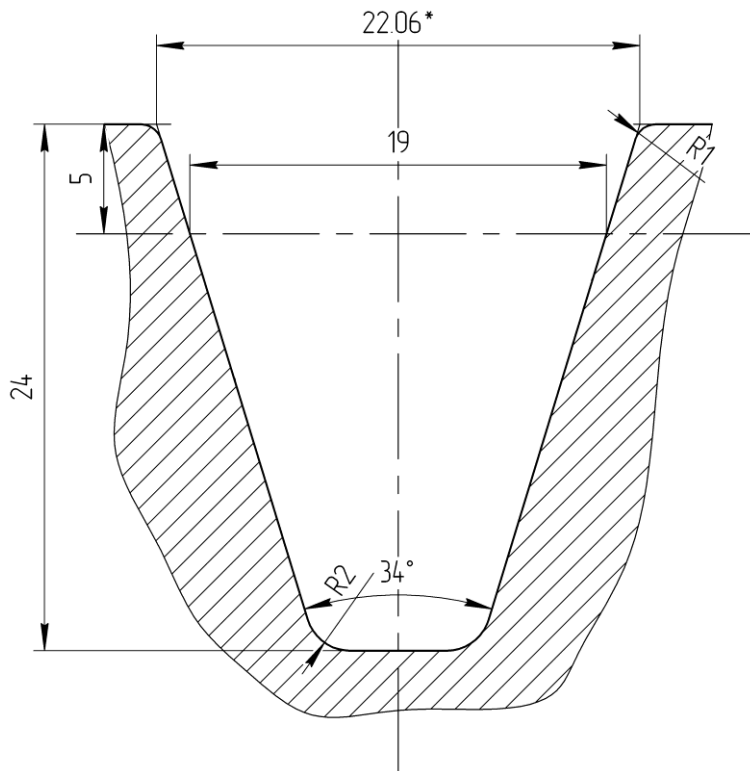


Рисунок 2.3. Профіль канавки шківів пасової передачі

Знаходимо зовнішні діаметри шківів за такою формулою:

$$d_a = d + 2 \cdot b;$$

Зовнішні діаметри шківів приймають такі значення:

$$d_{a1} = 280 + 2 \cdot 5 = 290 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 386 + 2 \cdot 5 = 396 \text{ мм}.$$

Внутрішні діаметри шківів визначаються наступною залежністю :

$$d_i = d - 2 \cdot h;$$

Внутрішні діаметри шківів приймають такі значення:

$$d_{i1} = 280 - 2 \cdot 14.3 = 251.4 \text{ мм};$$

$$d_{i2} = 386 - 2 \cdot 14.3 = 357.4 \text{ мм}.$$

Розрахуємо ширину шківів за наступною формулою:

$$M = (z - 1) \cdot e + 2 \cdot f = (2 - 1) \cdot 25.5 + 2 \cdot 17.0 = 55.5 \text{ мм}.$$

Посадочний діаметр маточини (діаметр валу під маточину) визначаємо за крутним моментом, який діє на вал, за формулою:

$$d_B = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{T}{0.2 \cdot \tau'_{\text{тр}}}};$$

T - крутний момент на валу, який визначається за такою формулою

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} \cdot 10^3 = \frac{21.7 \cdot 10^3}{209.33} = 103 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$\tau'_{\text{тр}} = 12 \text{ МПа}$ - занижене допустиме напруження на кручення валу, який приймає таке значення

$$d_{B1} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{103}{0.2 \cdot 12}} = 42.9 \text{ мм}.$$

Із конструктивних міркувань приймаємо діаметр валу $d_{B1} = 60 \text{ мм}$.

$$d_{B2} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{131}{0.2 \cdot 12}} = 45.5 \text{ мм}.$$

Із конструктивних міркувань приймаємо діаметр валу $d_{B2} = 50 \text{ мм}$.

Зовнішній діаметр і довжину маточини знаходимо в залежності від діаметра валу за наступними формулами:

$$d_{M1} = 1.6 \cdot d_{B1} + 10 = 1.6 \cdot 60 + 10 = 106 \text{ мм};$$

$$d_{M2} = 1.6 \cdot d_{B2} + 10 = 1.6 \cdot 50 + 10 = 90 \text{ мм};$$

$$l_{M1} = (1.2 \dots 1.5) \cdot d_{e1} = 1.35 \cdot 60 = 81 \text{ мм};$$

$$l_{M2} = (1.2 \dots 1.5) \cdot d_{e2} = 1.35 \cdot 50 = 67 \text{ мм}.$$

Визначаємо товщину ободу шків за формулою:

$$\delta = 0.005 \cdot d + 5;$$

Товщини ободів приймають наступні значення:

$$\delta_1 = 0.005 \cdot 280 + 5 = 6.4 \text{ мм};$$

$$\delta_2 = 0.005 \cdot 386 + 5 = 6.93 \text{ мм}.$$

Діаметр ободу визначається наступною залежністю:

$$D_{об} = d_i - 2 \cdot \delta;$$

Діаметри ободів приймають такі значення:

$$D_{об1} = d_{i1} - 2 \cdot \delta_1 = 261.4 - 2 \cdot 6.4 = 248.6 \text{ мм};$$

$$D_{об2} = d_{i2} - 2 \cdot \delta_2 = 367.4 - 2 \cdot 6.93 = 353.54 \text{ мм}.$$

Визначаємо товщину диска за такою формулою:

$$c = (1.2 \dots 1.3)\delta;$$

Товщини дисків приймають такі значення:

$$c_1 = 1.25 \cdot \delta_1 = 1.25 \cdot 6.4 = 8 \text{ мм};$$

$$c_2 = 1.25 \cdot \delta_2 = 1.25 \cdot 6.93 = 8.66 \text{ мм}.$$

Діаметр отворів диска визначаються за наступною формулою:

$$d_o = 0.25 \cdot (D_{об} - d_{cm});$$

Діаметри отворів дисків приймають такі значення:

$$d_{o1} = 0.25 \cdot (D_{об1} - d_{cm}) = 0.25 \cdot (248.6 - 106) = 35.65 \text{ мм};$$

$$d_{o2} = 0.25 \cdot (D_{об2} - d_{cm}) = 0.25 \cdot (353.54 - 90) = 65.88 \text{ мм}.$$

Кількість отворів дисків приймаємо рівними 3.

Діаметр розміщення отворів в диску знаходимо за такою формулою:

$$D_o = 0.5 \cdot (D_{o\bar{o}} + d_{cm});$$

Діаметри отворів дисків приймають такі значення:

$$D_{o1} = 0.5 \cdot (D_{o\bar{o}1} + d_{cm}) = 0.5 \cdot (248.6 + 106) = 177.3 \text{ мм};$$

$$D_{o2} = 0.5 \cdot (D_{o\bar{o}2} + d_{cm}) = 0.5 \cdot (353.54 + 90) = 221.6 \text{ мм}.$$

Конструктивні розміри шківів заокруглюємо до стандартних значень.

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ПНЕВМАТИЧНОГО КОНВЕЄРА

3.1. Побудова динамічної моделі пневматичного конвеєра

Задовольнити вимоги до роботи пневматичних конвеєрів під час руху можна тільки при ґрунтовному аналізі їхніх режимів руху при врахуванні кінематичних, силових, енергетичних та конструктивних характеристик.

Розв'язування задач динаміки пневматичних конвеєрів для транспортування насіння соняшника дозволяє на ранніх стадіях їхньої розробки вибрати раціональну схему, оцінити енергетичні витрати, характеристики міцності та економічності.

При роботі пневматичних конвеєрів зі значними швидкостями елементів приводного механізму та вентилятора, особливо на ділянках пуску та зміни швидкості, в елементах конструкції виникають коливання, які приводять до підвищення динамічних навантажень в елементах конструкції та нерівномірного транспортування насіння соняшника. Це приводить до зменшення рівномірності транспортування насіння, накопиченню втомних напружень в конструкції і передчасному її руйнуванню та негативно впливає на точність подачі насіння при вивантаженні. Для виявлення дійсних навантажень в приводному механізмі та конструкції вентилятора пневматичної транспортної установки для транспортування насіння соняшника при перехідних процесах є потреба в проведенні динамічного аналізу режиму її руху.

Наявність нерівномірного руху насіння соняшника в трубопроводах приводить до виникнення додаткових динамічних навантажень в елементах конструкції приводу та повітродувної машини (вентилятора) пневматичного конвеєра. Динамічні навантаження зменшують надійність конструкції пневматичного конвеєра і призводять до передчасного його руйнування. Також збільшуються енергетичні витрати, які йдуть на руйнування конструкції пневматичного конвеєра, приводу та вентилятора. Все це приводить до того, що

зменшується ефективність роботи пневматичного конвеєра і погіршуються умови транспортування насіння соняшника.

При динамічних розрахунках пневматичного конвеєра необхідно перейти від його конструкції до динамічної моделі. В динамічній моделі пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника необхідно нехтувати елементами, які є несуттєвими для даного динамічного розрахунку. При динамічному аналізі використовують дискретні динамічні моделі пневматичного конвеєра. При побудові динамічних моделей пневматичного конвеєра враховують зосереджені маси, пружність та інерційність основних елементів, залежність рушійного моменту приводного електродвигуна від кутової швидкості обертання валу і деякі інші характеристики. Динамічна модель пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника повинна бути адекватною реальній конструкції і в той же час не досить складною, щоб можна було її використати в реальному проектуванні пневматичних конвеєрів. Побудована динамічна модель пневматичного конвеєра є основою для розробки її математичної моделі, яка відображається математичними співвідношеннями.

При побудові динамічної моделі пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника враховується керований рух приводного електродвигуна та некеровані рухи окремих ланок, які виникають через наявність в них пружних властивостей. При побудові динамічної моделі вважаємо, що всі елементи пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника є абсолютно жорсткими, окрім пасової передачі приводного механізму, яка володіє пружними властивостями. В такому випадку динамічна модель пневматичного конвеєра володіє двома ступенями свободи і її можна подати двомасовою дискретною моделлю. До першої маси моделі входять ротор електродвигуна, пружна муфта та ведучий шків пасової передачі. До другої маси моделі входять ведений шків пасової передачі, лопатевий вал вентилятора та транспортуємий сипкий вантаж (насіння соняшника) разом з повітряним потоком. Ці маси динамічної моделі пневматичного конвеєра приведено до валу

електродвигуна приводу. Так як ротор електродвигуна здійснює обертальний рух, то і зведені маси також мають обертальний рух. Обидві маси динамічної моделі пневматичного конвеєра з'єднані пружним елементом, жорсткість якого визначається жорсткістю елементів пасової передачі та жорсткістю пружної муфти. На першу масу динамічної моделі діє рушійний момент приводного електродвигуна, зведений до осі повороту барабана, а на другу масу діє зведений до осі електродвигуна момент сил опору переміщенню повітряного потоку з сипким вантажем (насінням соняшника). Зведений момент сил опору залежить від ваги насіння соняшника і повітря, що транспортуються.

Для розробленої динамічної моделі пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника необхідно знайти всі динамічні параметри, які включають: приведені моменти інерції першої та другої зведених мас; коефіцієнт жорсткості пружного приводного механізму; залежність рушійного моменту електродвигуна від частоти обертання ротора, а також залежність приведеного моменту сил опору пневматичного конвеєра.

В результаті наведених вище міркувань побудована динамічна модель пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника, яка представлена у вигляді двомасової моделі з обертальними масами, які зведені до осі ротора приводного електродвигуна (рис. 3.1).

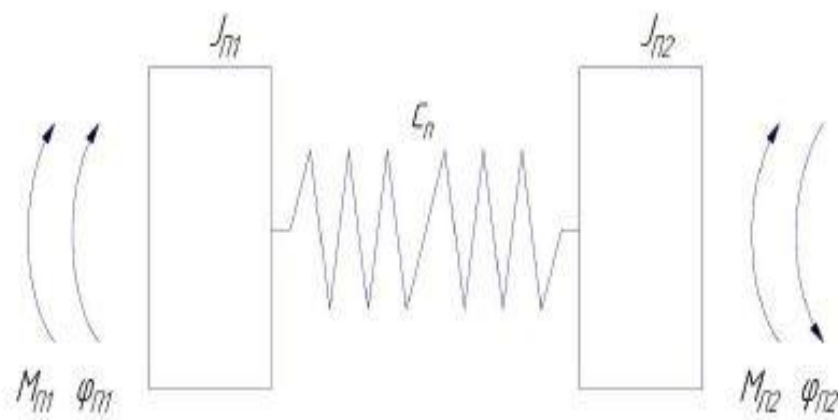


Рис. 3.1. Дискретна двомасова динамічна модель пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника

В динамічній моделі пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника використані такі позначення: $J_{п1}$, $J_{п2}$ - приведені до осі ротора електродвигуна моменти інерції першої та другої приведених мас динамічної моделі пневматичного конвеєра; C_n - приведений до осі приводного електродвигуна коефіцієнт жорсткості передавального механізму приводу; $M_{п1}$, $M_{п2}$ - відповідно приведений до осі ротора електродвигуна рушійний момент приводного електродвигуна першої зведеної маси та зведений момент сил опору другої зведеної маси динамічної моделі пневматичного конвеєра; $\varphi_{п1}$ - кутова координата повороту першої призведеної маси динамічної моделі пневматичного конвеєра; $\varphi_{п2}$ - кутова координата повороту другої приведеної маси динамічної моделі пневматичного конвеєра.

Для визначення приведеного моменту інерції першої приведеної маси $J_{п1}$ прирівнюємо кінетичну енергію першої частини реального пневматичного конвеєра T_1 до кінетичної енергії першої приведеної маси динамічної моделі $T_{екв}$

$$T_1 = T_{екв}. \quad (3.1)$$

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

Оскільки ротор електродвигуна, пружна муфта та ведучий шків знаходяться на одному валуразом з ротором електродвигуна, то величина приведеного до осі приводного електродвигуна моменту інерції ротора електродвигуна та передавальних елементів приводу $J_{п1}$ визначається наступною залежністю

$$J_{п1} = (J_0 + J_1 + J_2) = (0.93 + 0.42 + 0.12) = 1.48 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (3.2)$$

де J_0, J_1, J_2 - моменти інерції відповідно ротора електродвигуна, пружної муфти та приводного шківів приводного механізму відносно власних осей обертання.

Знайдемо величину зведеного до осі ротора електродвигуна пневматичного конвеєра, моменту інерції лопатевого валу вентилятора з вантажем, веденого шківів приводу та вантаж(друга зведена маса), $J_{п2}$

$$J_{п2} = (J_4 + J_5 + J_6)U^2 = (0.09 + 0.85 + 1.47) \cdot 1.4^2 = 4,72 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (3.3)$$

де J_4, J_5, J_6 – моменти інерції відповідно веденого шківів передавального механізму, валу вентилятора з лопатевим колесом та сипкого вантажу, зведеного до осі лопатевого колеса; U – передавальне число приводного механізму.

Рушійний момент на валу приводного електродвигуна визначається за формули Клосса, яка має вигляд

$$M_{дв.} = \frac{2M_{max} \cdot U \cdot \eta}{\frac{S}{S_{кр.}} + \frac{S_{кр.}}{S}}, \quad (3.4)$$

де S , $S_{кр.}$ - відповідно поточне та критичне значення ковзання електродвигун;. M_{max} – максимальний (критичний) момент на валу електродвигуна; η – ККД приводного механізму.

Номінальний момент на валу електродвигуна визначається за формулою

$$M_H = \frac{P_n}{\omega_n} = \frac{27700}{151,8} = 182,5 \text{ Нм}. \quad (3.5)$$

Максимальний момент на валу електродвигуна визначається наступною залежністю і приймає значення

$$M_{max} = \lambda \cdot M_H = 2.8 \cdot 273 = 511,0 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.6)$$

де $\lambda = 2.8$ - кратність максимального моменту електродвигуна.
Поточне значення ковзання електродвигуна визначається залежністю

$$S = 1 - \frac{g_1 \cdot U}{\omega_n}. \quad (3.7)$$

Критичне значення ковзання електродвигуна визначається за формулою

$$S_{кр} = S_{ном} \cdot (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}), \quad (3.8)$$

Номинальне значення ковзання визначається за наступною залежністю

$$S_H = 1 - \frac{\omega_H}{\omega_0} = 1 - \frac{151,8}{157} = 0.033. \quad (3.9)$$

В результаті підстановки числових значень в залежність (3.8), знайдемо критичне ковзання електродвигуна

$$S_{кр} = 0.033 \left(2.8 + \sqrt{2.8^2 - 1} \right) = 0.176.$$

Зведений до осі ротора електродвигуна момент сил опору переміщенню насіння соняшника в трубопроводі пневматичного конвеєра становить $M_{n2} = 175,0$ Нм.

Коефіцієнт жорсткості передавального механізму приводу пневматичного конвеєра визначається наступним чином

$$C = \frac{M_H}{\Delta\varphi}. \quad (3.10)$$

При дії номінального навантаженн приводний вал двигуна переміщується на кут $\Delta\varphi = 1^\circ$. В результаті підстановки отриманих числових значень знаходимо допустиму деформацію пружних елементів приводу

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

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

де $\Delta\varphi$ - допустима деформація пружних елементів передавального механізму приводу

В результаті підстановки числових значень в залежність (3.10), знаходимо коефіцієнт жорсткості приводу пневматичного конвеєра

$$C_{\pi} = \frac{182,5}{0,017} = 10735,3 \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{рад}},$$

де C_{π} - коефіцієнт жорсткості передавального механізму приводу пневматичного конвеєра.

3.2. Математична модель пневматичного конвеєра

Математична модель пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника описується системою звичайних диференціальних рівнянь другого порядку, яку можна отримати на розробленій в п.3.1 динамічній моделі. Динамічна модель характеризує динамічні процеси роботи пневматичного конвеєра, тому вона може служити базою для розробки математичної моделі. Для побудови математичної моделі використаємо принцип динамічної рівноваги (принцип Даламбера), згідно з яким механічна система пневматичного конвеєра представляється у вигляді моделі, що перебуває в стані динамічної рівноваги. У цьому принципі розглядається динамічна рівновага кожної з мас моделі з прикладеними до них усіма силами. У зв'язку з цим принципом розчленуємо зведені маси динамічної моделі пневматичного конвеєра на дві окремі маси з дією на них усіх активних сил, сил інерції зведених мас та сил реакції зв'язку між зведеними масами (рис.3.2).

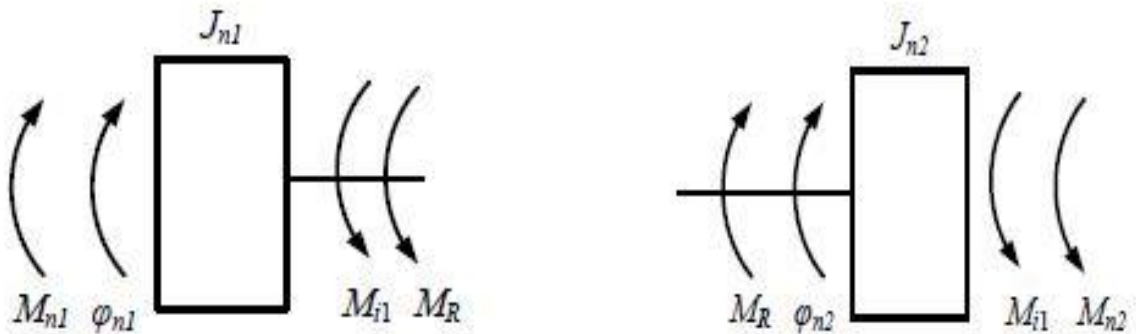


Рис. 3.2. Розчленовання зведених мас динамічної моделі пневматичного конвеєра

Згідно з принципом динамічної рівноваги кожній зі зведених мас пневматичного конвеєра з діючими зведеними силами відповідає диференціальне рівняння, які об'єднуються в систему двох звичайних диференціальних рівнянь другого порядку, яка представляє собою математичну модель динаміки руху пневматичного конвеєра для транспортування наіння соняшника:

$$\begin{aligned} J_{n1}\ddot{\varphi}_1 &= M_{n1} - c(\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_{n2}\ddot{\varphi}_2 &= c(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{n2}, \end{aligned} \quad (3.11)$$

де J_{n1}, J_{n2} - моменти інерції першої та другої приведених до валу електродвигуна мас динамічної моделі пневматичного конвеєра; M_{n1}, M_{n2} – приведені до валу електродвигуна моменти рушійних сил приводу та сил опору переміщенню валу вентилятора динамічної моделі пневматичного конвеєра; c – приведений до валу електродвигуна коефіцієнт жорсткості пружних елементів приводу конвеєра; φ_1, φ_2 - узагальнені координати першої та другої приведених мас динамічної моделі пневматичного конвеєра.

Отримана система рівнянь (3.11) представляє собою систему двох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, яка описує динамічні процеси руху пневматичного конвеєра. Нелінійність системи диференціальних рівнянь отримана за рахунок нелінійності рушійного моменту приводу пневматичного конвеєра, який визначається за формулою Клосса (рис. 3,3).

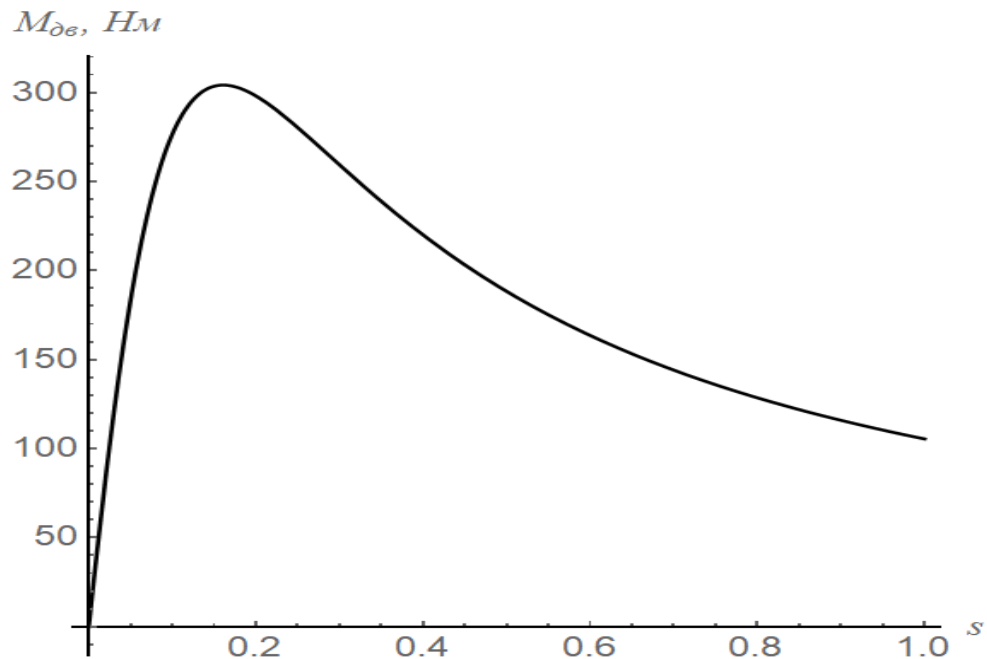


Рис. 3.3. Нелінійна механічна характеристика асинхронного електродвигуна

3.3. Результати динамічного аналізу пневматичного конвеєра

В магістерській роботі здійснено розрахунки пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника, які дозволили розробити елементи конструкції та приводного механізму. Для такого пневматичного конвеєра визначені параметри, які необхідні для виконання динамічного аналізу при транспортуванні насіння соняшника.

В результаті чисельного інтегрування системи диференціальних рівнянь руху пневматичного конвеєра (3.11) за допомогою комп'ютерної програми при розрахованих числових параметрах визначені кінематичні, силові та енергетичні характеристики конвеєра, які представлені у вигляді графічних залежностей кінематичних (рис.3.4,...,рис.3.7), силових (рис.3.8-3.9) та енергетичних (рис.3.10) характеристик приводу пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника.

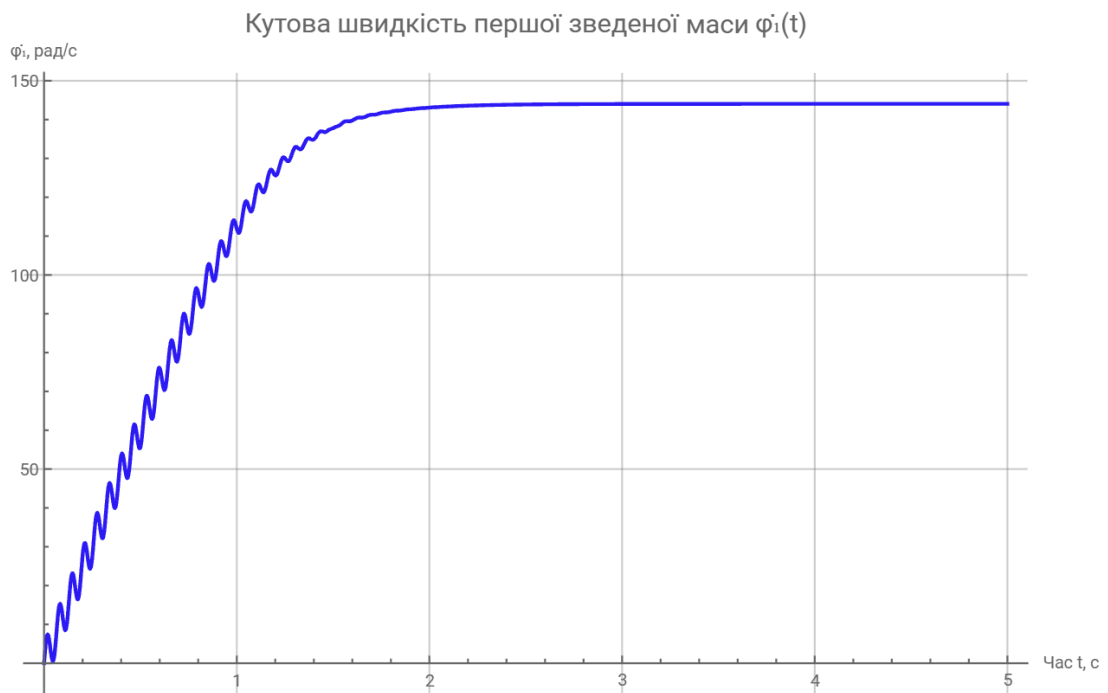


Рис. 3.4. Графік кутової швидкості першої зведеної маси динамічної моделі пневматичного конвеєра

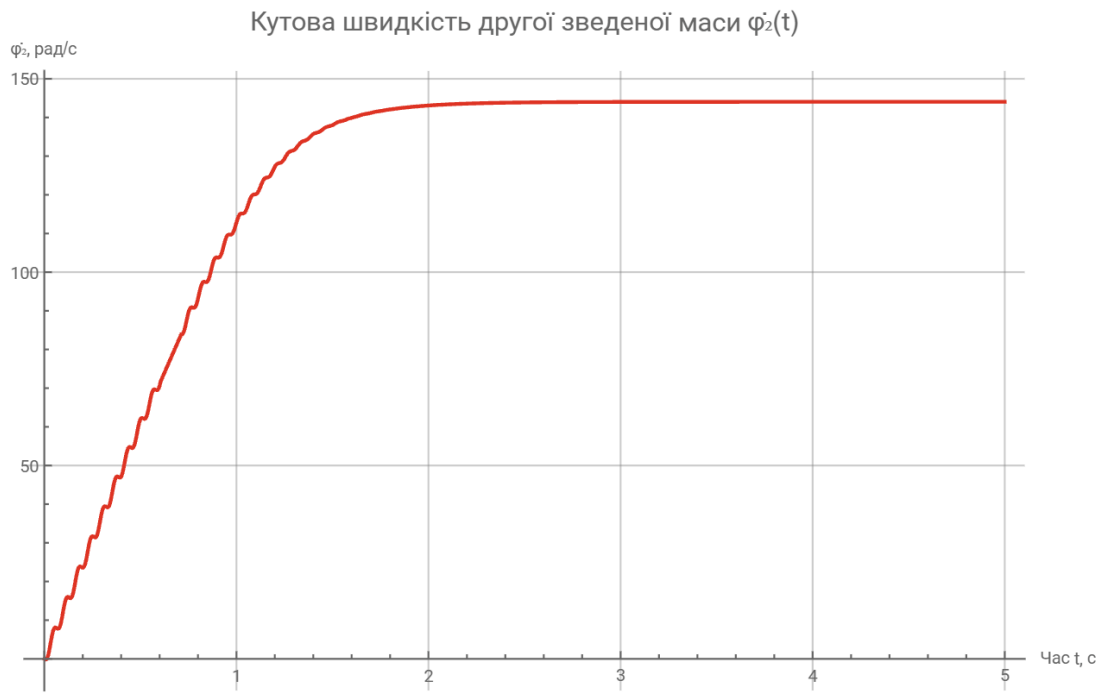


Рис. 3.5. Графік кутової швидкості другої зведеної маси динамічної моделі пневматичного конвеєра



Рис. 3.6. Графік кутового прискорення першої зведеної маси динамічної моделі пневматичного конвеєра

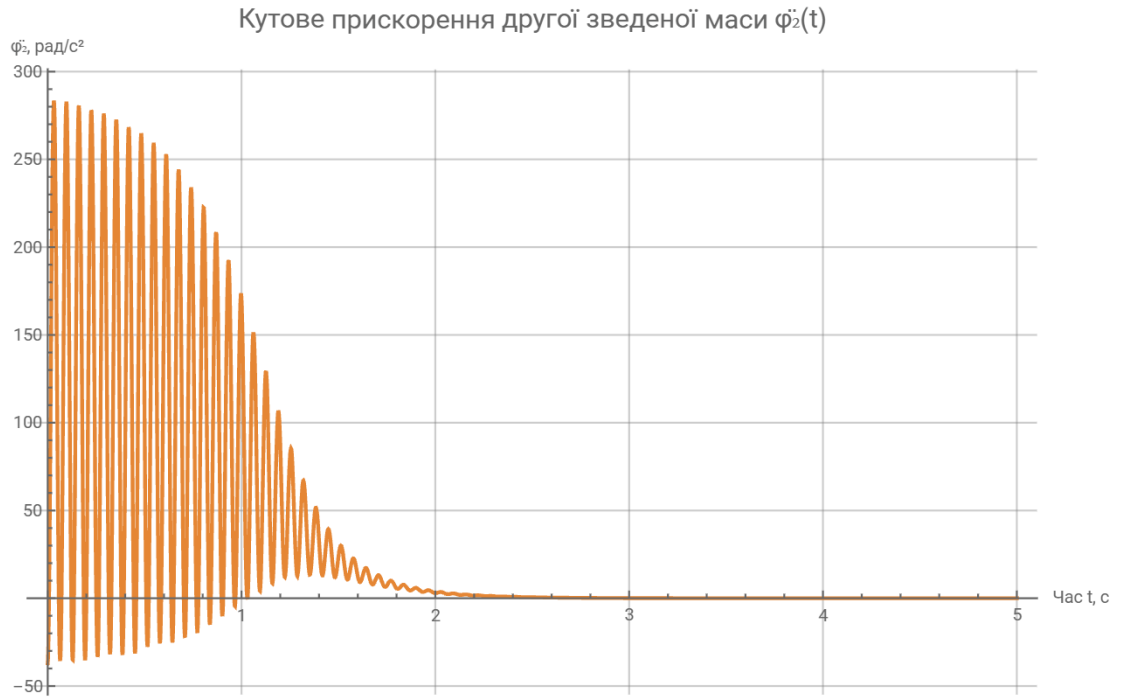


Рис. 3.7. Графік прискорення другої зведеної маси динамічної моделі пневматичного конвеєра

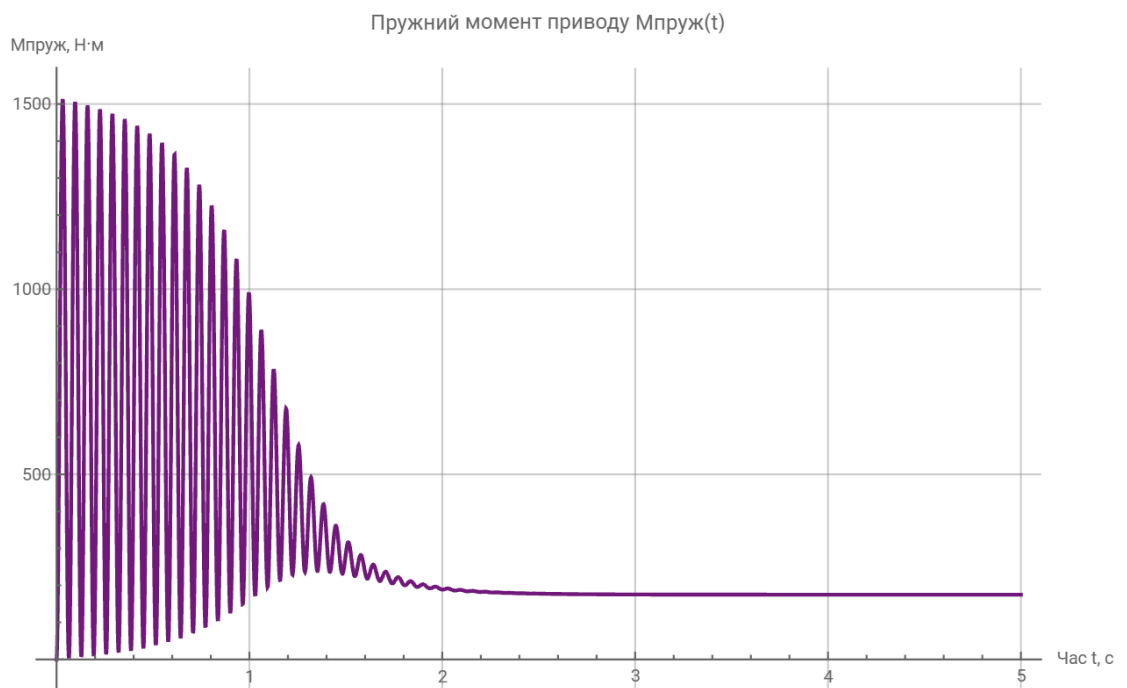


Рис. 3.8. Графік зміни пружного моменту приводу пневматичного конвеєра

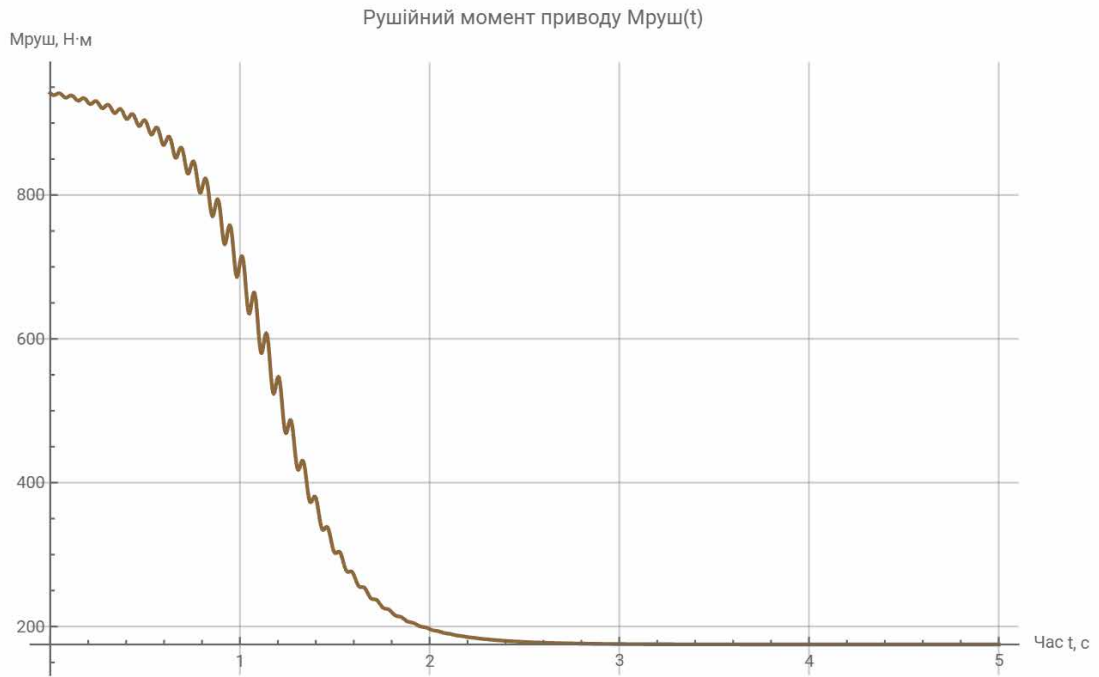


Рис. 3.9. Графік зміни рушійного моменту приводу пневматичного конвеєра

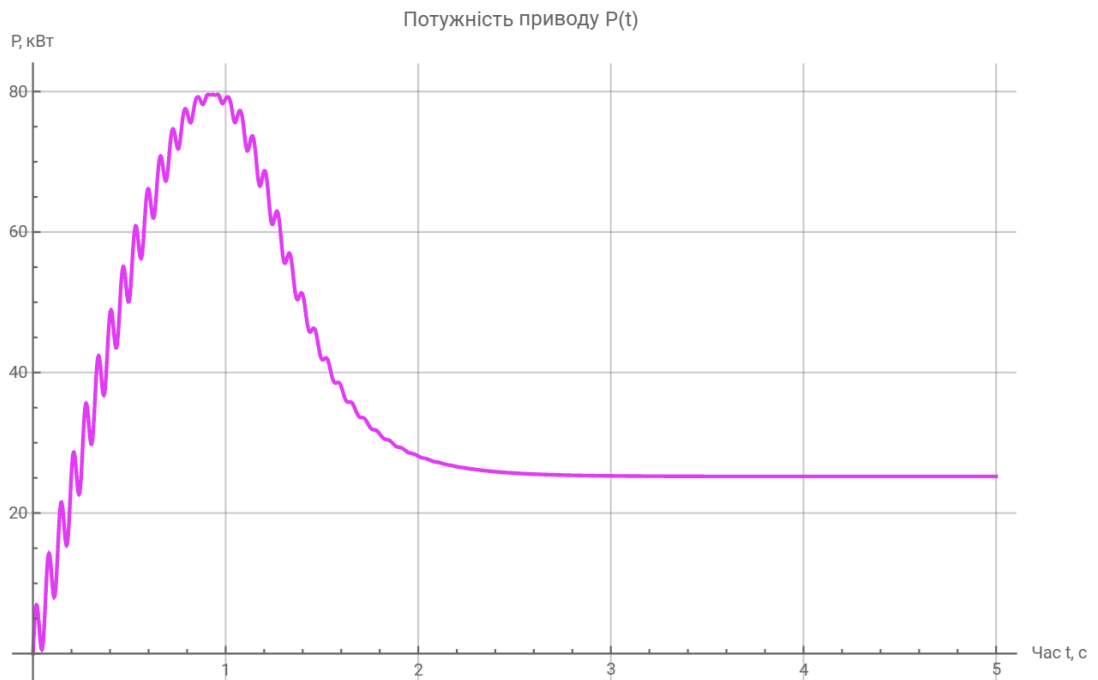


Рис. 3.10. Графік зміни потужності приводу пневматичного конвеєра

В табл. 3.1 та табл.3.2 наведені відповідно максимальні та мінімальні значення характеристик приводного механізму пневматичного конвеєра.

Таблиця 3.1.

Максимальні значення характеристик приводу

Параметр	Максимальне значення	Одиниці виміру
Кутова швидкість $\dot{\phi}_1$	144.04	рад/с
Кутова швидкість $\dot{\phi}_2$	144.04	рад/с
Кутове прискорення $\ddot{\phi}_1$	629.78	рад/с ²
Кутове прискорення $\ddot{\phi}_2$	283.50	рад/с ²
Пружний момент $M_{\text{пруж}}$	1513.77	Н·м
Рушійний момент $M_{\text{руш}}$	941.52	Н·м
Потужність P	79.58	кВт
Коефіцієнт динамічності приводу $K_{\text{дин}}$	8.295	–
Перевантаження двигуна за потужністю	2.873	–
Максимальна кутова деформація муфти	8.079	град
Перевантаження двигуна за моментом	5.159	–

Таблиця 3.2.

Середні значення характеристик приводу

Параметр	Середнє значення	Одиниці виміру
Кутова швидкість $\dot{\phi}_1$	125.15	рад/с
Кутова швидкість $\dot{\phi}_2$	125.15	рад/с
Кутове прискорення $\ddot{\phi}_1$	68.60	рад/с ²
Кутове прискорення $\ddot{\phi}_2$	30.22	рад/с ²
Пружний момент $M_{\text{пруж}}$	310.97	Н·м
Рушійний момент $M_{\text{руш}}$	353.61	Н·м
Потужність P	34.77	кВт

Аналіз графічних залежностей на рис.3.4 – 3.10 показує, що всі характеристики приводного механізму пневматичного конвеєра при транспортуванні насіння соняшника на ділянці пуску змінюються в коливальному режимі, а при виході на усталений режим руху ці коливання усуваються. Коливальні процеси приводять до виникнення значних динамічних навантажень в елементах приводу та трубопроводів, по яких транспортується насіння соняшника. З табл.3.1 видно, що максимальне значення коефіцієнта динамічності досягає 8,3. Це вказує на те, що максимальні динамічні навантаження під час пуску конвеєра в 8,3 разів перевищують навантаження при усталеному режимі руху. Максимальні значення кутових прискорень відповідно першої та другої мас динамічної моделі під час пуску конвеєра досягають 630 рад/с² та 285 рад/с². Для порівняння наведемо середні значення цих прискорень, які відповідно приймають значення 69 рад/с² та 30 рад/с², що відповідно в 9,1 та 9,5 разів є меншими. При цьому максимальні деформації елементів приводу становлять 8 град.

Наведені результати показують, що динамічні перевантаження приводного механізму пневматичного конвеєра при транспортування насіння соняшника є досить значними. Для зменшення цих навантажень рекомендується здійснити

оптимізацію режиму руху приводного механізму пневматичного конвесра на ділянці пуску.

РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ ПНЕВМАТИЧНОГО КОНВЕЄРА

4.1. Вибір критерію оптимізації режиму пуску пневматичного конвеєра

З динамічного аналізу режиму руху пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника (розділ 3) видно, що в передавальному механізмі приводу, зокрема в пружній муфті та пасовій передачі, виникають коливальні процеси, які приводять до виникнення значних динамічних навантажень. При цьому максимальні значення цих навантажень більше ніж у 6 разів перевищують номінальне значення цих навантажень під час усталеного руху пневматичного конвеєра. Наявність коливальних процесів в приводному механізмі приводить до того, що практично усі максимальні значення характеристик пневматичного конвеєра у декілька разів перевищують відповідні усталені значення цих характеристик. Тому постає задача в значному зменшенні цих навантажень, які приводять до зниження надійності роботи елементів приводу та конструкції пневматичного конвеєра. Крім того, наявність підвищених динамічних навантажень в приводному механізмі приводить до появи коливань в трубопроводі, по якому транспортується насіння соняшника, що є однією з причин його пошкодження в процесі транспортування. Підвищені динамічні навантаження приводять до зайвих витрат енергії та передчасного руйнування елементів конструкції пневматичного конвеєра при транспортуванні насіння соняшника.

Для усунення коливань в елементах приводного механізму та конструкції пневматичного конвеєра та значного зменшення динамічних навантажень і витрат енергії запропоновано оптимізувати режим руху приводу в процесі пуску ділянці пуску, де виникають коливальні навантаження зі значною амплітудою. Підвищені динамічні навантаження впливають на втомне руйнування елементів приводного механізму та конструкції пневматичного конвеєра в цілому і , як

наслідок, знижують його надійність та підвищують енергетичні витрати. В зв'язку з цим в критерії оптимізації режиму пуску пневматичного конвеєра необхідно враховувати пружний момент приводу протягом процесу пуску. Оскільки критерій оптимізації повинен відображатись конкретним числом, то його доцільно представити в інтегральному виді.

Виходячи з представленого матеріалу та результатів досліджень третього розділу цієї роботи приходимо до висновку, що за критерій оптимізації режиму пуску доцільно використати середньоквадратичне значення пружного моменту в приводі пневматичного конвеєра протягом процесу пуску, який виражається наступною залежністю

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

Тут t , t_1 – координата часу та тривалість процесу пуску пневматичного конвеєра при транспортуванні насіння соняшника; M_p – пружний момент в приводному механізмі пневматичного конвеєра.

4.2. Визначення оптимального режиму пуску пневматичного конвеєра

Пружний момент приводного механізму пневматичного конвеєра визначається наступною залежністю

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

де c – зведений коефіцієнт жорсткості пружних елементів приводного механізму пневматичного конвеєра; φ_1, φ_2 – відповідно кутові координати першої та другої зведених мас динамічної моделі пневматичного конвеєра.

З другого рівняння системи диференціальних рівнянь (3.11) визначимо пружний момент приводного механізму пневматичного конвеєра, який має вигляд

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

де J_{p2} - приведений момент інерції другої приведеної маси (ротора вентилятора з вантажем) динамічної моделі пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника в повітряному потоці трубопроводами;

M_{p2} - приведений момент сил опору переміщенню другої зведеної маси пневматичного конвеєра.

З врахуванням залежності (4.3) підінтегральний вираз критерію (4.1) набуває такого вигляду

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

Умовою мінімуму критерію (4.1) з урахуванням виразу (4.4) є рівняння Ейлера-Пуассона, які є необхідною умовою мінімуму і дають таке рівняння

$$2J_{p2}^2\varphi_2^{IV} = 0. \quad (4.5)$$

Залежність (4.5) справедлива, коли $\varphi_2^{IV} = 0$, так як інші складові рівняння (4.5) не рівні нулю. Після інтегрування рівняння (4.5) маємо такі залежності:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}_2 &= C_1; \\ \dot{\varphi}_2 &= C_1t + C_2; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1t^2}{2} + C_2t + C_3; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1t^3}{6} + \frac{C_2t^2}{2} + C_3t + C_4. \end{aligned} \quad (4.6)$$

де C_1, C_2, C_3, C_4 - постійні інтегрування, які визначаються з граничних умов пуску пневматичного конвеєра:

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

В граничних умовах (4.7) ω – усталена кутова швидкість приводного електродвигуна пневматичного конвеєра при транспортуванні насіння соняшника

З граничних умов пуску (4.7) і виразів (4.6) визначимо постійні інтегрування, які приймають такі значення:

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

В результаті підстановки виразів (4.8) в залежності (4.6), знайдемо оптимальний динамічний режим пуску приводного механізму пневматичного конвеєра при транспортуванні насіння соняшника.

З другого рівняння системи (3.11) виразимо кутову координату першої приведенної маси динамічної моделі пневматичного конвеєра

$$\varphi_1 = \varphi_2 + \frac{J_2}{c} \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_{p2}}{c}. \quad (4.9)$$

В результаті диференціювання виразу (4.9) за часом знайдемо кутові швидкість та прискорення обертання першої зведеної маси динамічної моделі пневматичного конвеєра

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 + \frac{J_{p2}}{c} \ddot{\varphi}_2; \quad (4.10)$$

$$\ddot{\varphi}_1 = \ddot{\varphi}_2 + \frac{J_{p2}}{c} \varphi_2^{IV}. \quad (4.11)$$

З системи рівнянь (3.11) визначимо пружний момент в передавальному механізмі приводу, зведений до осі ротора двигуна, та рушійний момент на валу електродвигуна пневматичного конвеєра

$$M_p = J_{p2} \ddot{\varphi}_2 + M_{p2}; \quad (4.12)$$

$$M_d = J_{p1} \ddot{\varphi}_1 + J_{p2} \ddot{\varphi}_2 + M_{p2}, \quad (4.13)$$

де J_{p1}, J_{p2} – відповідно моменти інерції першої та другої приведених мас динамічної моделі пневматичного конвеєра; M_{p2} – зведений до приводного валу електродвигуна момент сил лопатевого валу вентилятора пневматичного

конвеєра; ω – кутова швидкість усталеного руху електродвигуна; t_1 – тривалість процесу пуску приводного механізму пневматичного конвеєра.

Визначимо також потужність на валу приводного електродвигуна пневматичного конвеєра

$$P_d = M_d \dot{\phi}_1 . \quad (4.14)$$

Пневматичний конвеєр для транспортування насіння соняшника представлений двомасовою динамічною моделлю з динамічними параметрами: $J_{p1} = 1,48 \text{ кгм}^2$; $J_{p2} = 4,72 \text{ кгм}^2$; $M_{p2} = 175,8 \text{ Нм}$; $C = 110735 \text{ Нм/рад}$; $\omega = 14,65 \text{ рад/с}$ при тривалості пуску $t_1 = 1,0 \text{ с}$, яка описується диференціальними рівняннями (3.11).

Для визначеного оптимального режиму пуску пневматичного конвеєра з наведеними вище параметрами необхідно побудувати залежності кінематичних, силових та енергетичних характеристик.

4.3. Результати оптимізації режиму пуску пневматичного конвеєра

В результаті проведених розрахунків математичної моделі пневматичного конвеєра при оптимальному режимі руху побудовані графічні залежності кінематичних, силових та енергетичних характеристик процесу пуску, які представлені на рис. 4.1, ..., рис. 4.7.

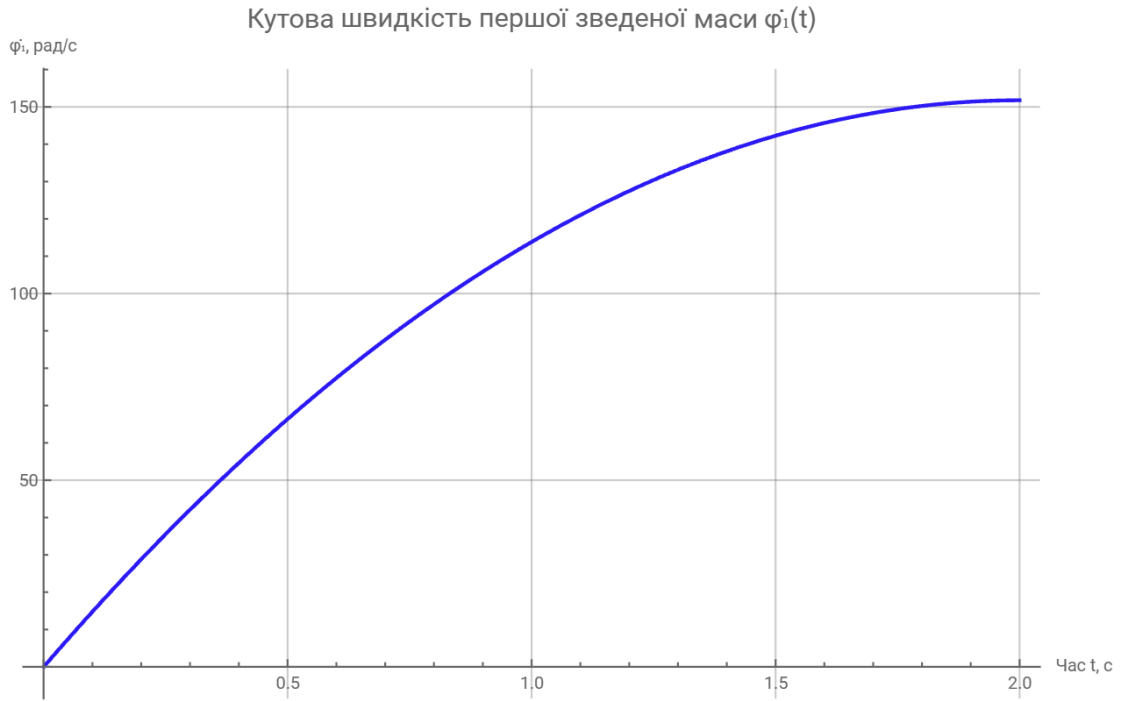


Рис. 4.1. Графік кутової швидкості першої зведеної маси динамічної моделі пневматичного конвеєра

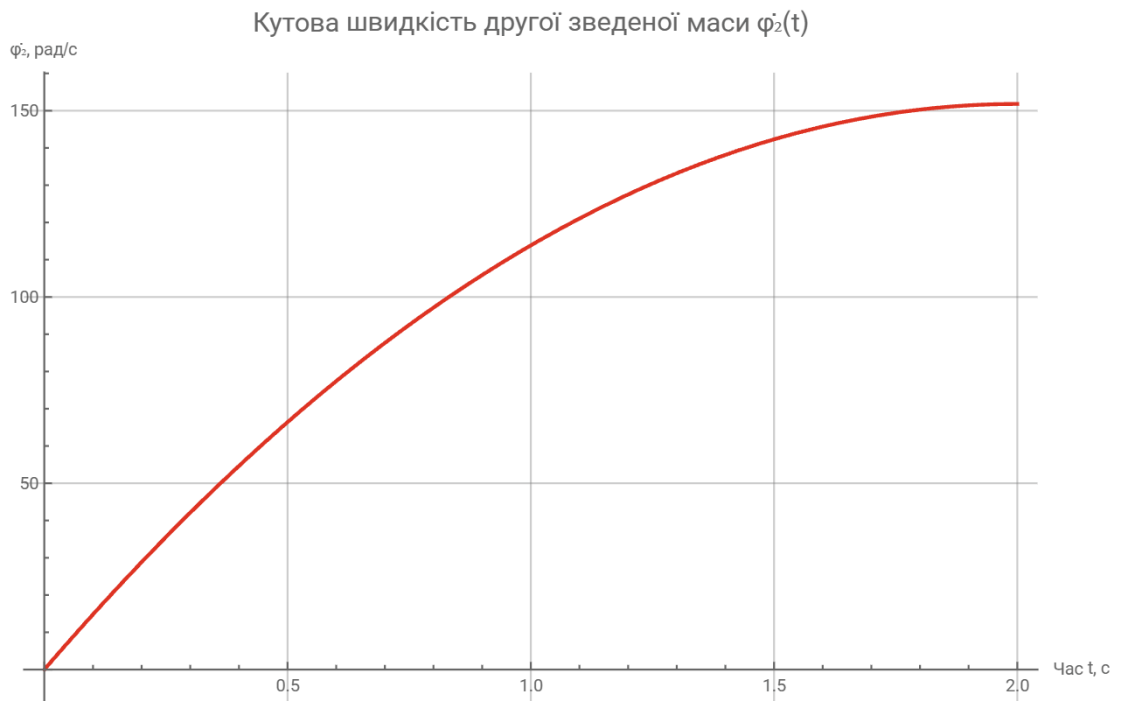


Рис. 4.2. Графік кутової швидкості другої зведеної маси динамічної моделі пневматичного конвеєра

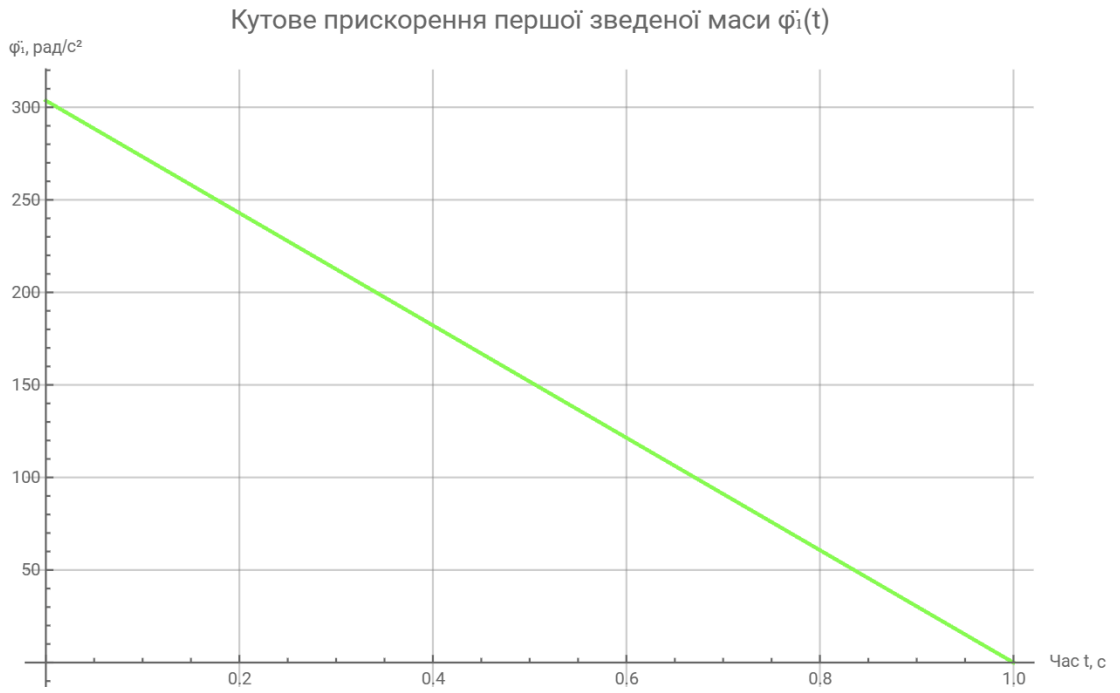


Рис. 4.3. Графік прискорення першої зведеної маси динамічної моделі пневматичного конвєєра

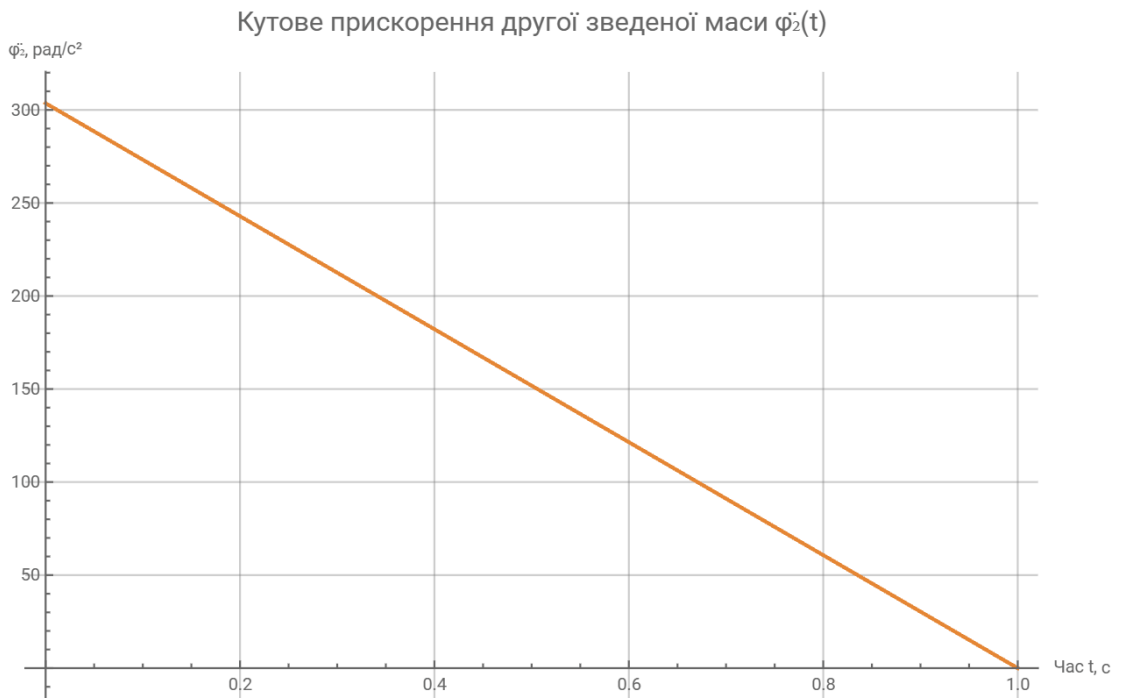


Рис. 4.4. Графік прискорення другої зведеної маси динамічної моделі пневматичного конвєєра

М,Нм

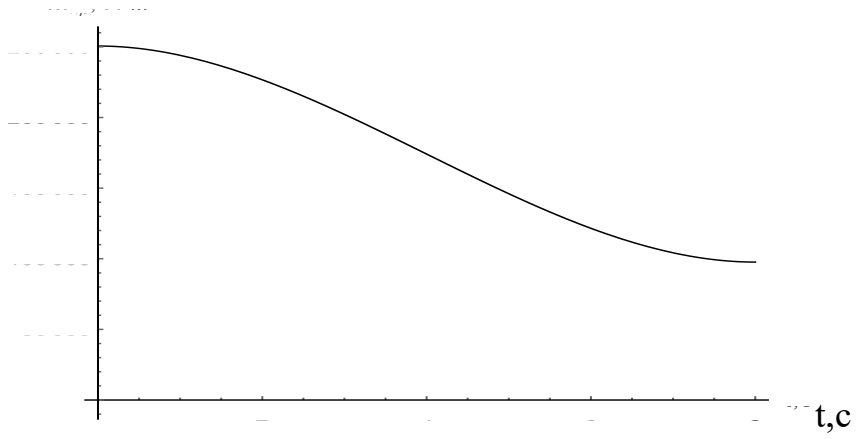


Рис. 4.5. Графік зміни пружного моменту в приводі пневматичного конвеєр

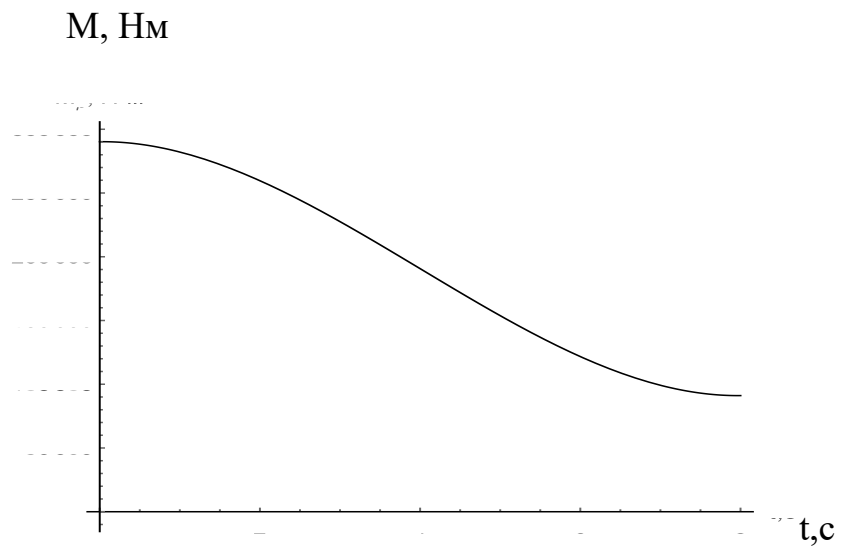


Рис. 4.6. Графік зміни рушійного моменту приводу пневматичного конвеєра

$P, \text{Вт}$

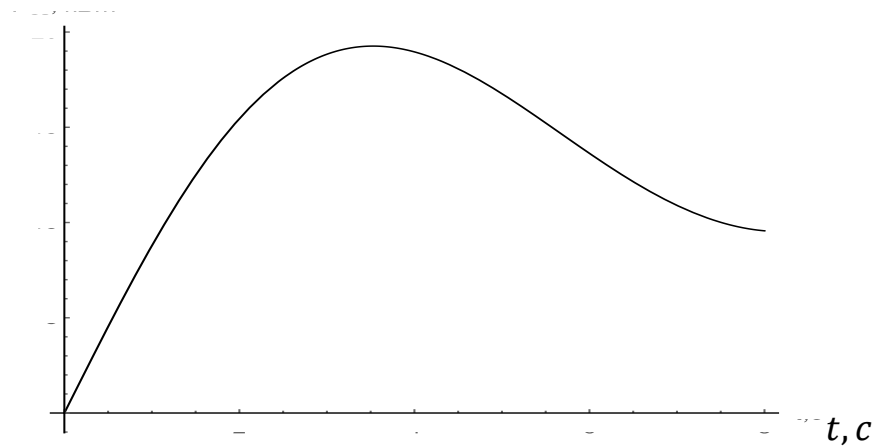


Рис. 4.7. Графік зміни потужності приводу пневматичного конвеєра

З наведених графічних залежностей кінематичних, силових та енергетичних характеристик оптимального динамічного режиму пуску видно, що при цьому режимі відсутні коливання ланок пневматичного конвеєра. Такий режим пуску мінімізує динамічні навантаження в елементах приводу пневматичного конвеєра.

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

5.1. Аналіз потенційно небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Експлуатація пневматичних транспортних систем для сипких матеріалів, особливо таких, що утворюють горючий пил (як насіння соняшника), пов'язана з низкою специфічних небезпек. Фактори поділяються на фізичні та хімічні/вибухонебезпечні.

5.1.1. Фізичні фактори

Підвищений рівень шуму та вібрації. Основним джерелом шуму та вібрації в системі є тягово-нагнітальне обладнання – повітродувка або вентилятор. Ці машини працюють на високих швидкостях обертання для створення необхідного тиску (або розрідження). Як показують типові характеристики промислових повітродувок, рівень шуму може варіюватися від 55 до 80 дБ, залежно від моделі та потужності [40]. Для потужної установки, як та, що розглядається (з потужністю на валу двигуна близько 27.7 кВт, рівень шуму може перевищувати встановлені нормативи для постійних робочих місць, що вимагає вжиття заходів відповідно до Санітарних норм виробничого шуму ДСН 3.3.6.037-99 [41].

Підвищений тиск повітря. Пневматичний конвеєр нагнітальної дії працює при тиску, вищому за атмосферний. Це створює небезпеку розриву або витoku в трубопровідній мережі, особливо в місцях з'єднань або при механічному пошкодженні стінок трубопроводу.

Рухомі частини приводу. Приводний механізм, який складається з електродвигуна, пасової передачі (шків та паси) та валів (зокрема, валу вентилятора з розрахунковим діаметром $d = 55$ мм, є джерелом механічної небезпеки. Ці елементи можуть спричинити травми через обертання, особливо під час пуску або технічного обслуговування.

Електричний струм. Ризик ураження електричним струмом існує через високу потужність електродвигуна 30 кВт та супутньої пускової та контрольної апаратури. Несправність ізоляції або відсутність надійного заземлення створює пряму загрозу для персоналу.

5.1.2. Хімічні та вибухонебезпечні фактори

Утворення вибухонебезпечної пилоповітряної суміші. Це найбільш критичний фактор безпеки. Насіння соняшника належить до олійних культур, які, при подрібненні під час транспортування, утворюють дрібний горючий пил. При певній концентрації цього пилу в повітрі (досягнення нижньої вибухової межі, LEL) і наявності джерела займання (іскри, нагрітої поверхні), може статися вибух. У разі займання такої суміші розрахунковий надлишковий тиск вибуху може перевищити 5 кПа, що класифікує виробниче приміщення як Категорію Б (вибухопожежонебезпечна) [43].

Статична електрика. Під час пневматичного транспортування сипких матеріалів, тертя насіння об стінки трубопроводу, а також тертя між самими частинками (навіть у режимі щільної фази, де швидкість знижена), призводить до накопичення значного статичного заряду. Неконтрольований статичний розряд (іскра) є високоімовірним джерелом займання вибухонебезпечної пилоповітряної суміші, що вимагає ретельної системи нейтралізації.

5.2. Заходи із забезпечення виробничої безпеки пневматичного конвеєра

Забезпечення виробничої безпеки вимагає комплексного підходу, що включає технічні рішення для усунення механічних, електричних та акустичних небезпек.

5.2.1. Захист від механічних травм

Усі рухомі та обертові частини приводу повинні бути надійно огорожені. Це стосується пасової передачі, ведучого та веденого шківів, а також кінців валів.

Огородження рухомих частин приводу. Повинні бути встановлені жорсткі, суцільні або сітчасті захисні кожухи, які унеможливають доступ персоналу до елементів, що обертаються, під час роботи конвеєра. Вимоги до конструкції захисних огорожень, хоча й детально описані для стрічкових конвеєрів (ДСТУ 2676-94), застосовуються аналогічно для всіх конвеєрних систем [44].

Блокувальні пристрої. Кожухи та огороження повинні бути обладнані кінцевими вимикачами або іншими блокувальними пристроями, які автоматично вимикають живлення приводу при спробі їх відкриття, доки рухомі частини не зупиняться повністю.

5.2.2. Електробезпека та захист від статичної електрики

Забезпечення електробезпеки є обов'язковим для промислового обладнання високої потужності, розташованого у вибухопожежонебезпечних зонах.

Вибір електрообладнання. Електрообладнання (двигун, пускова апаратура, датчики) має відповідати вимогам ДСТУ Б В.2.5-82:2016, що встановлює вимоги до захисних заходів від ураження електричним струмом [44]. З урахуванням категорії Б (вибухонебезпечна зона), використовується обладнання у вибухозахищеному виконанні.

Захисне заземлення (занулення) корпусів. Усі металеві частини установки, які можуть опинитися під напругою (корпуси електродвигуна, повітродувки, рама) та технологічні елементи (трубопроводи, циклони), підлягають обов'язковому захисному заземленню. Опір контуру заземлення має забезпечувати надійне відведення струмів витоку.

Заходи щодо усунення статичної електрики. Враховуючи, що статична електрика, викликана тертям сипкого матеріалу, є головним джерелом займання пилу, необхідні комплексні заходи:

- Пасивний захист (бондінг). Критично важливим є забезпечення надійного електричного контакту (бондингу) між усіма секціями металевого трубопроводу, особливо у місцях згину (колінах), де тертя максимальне. Це необхідно для вирівнювання потенціалів та запобігання накопиченню небезпечного заряду.
- Активний захист. Рекомендується встановлення іонізуючих пристроїв, таких як повітряні планки з голчастими нейтралізаторами, які створюють іонізований повітряний потік. Це дозволяє ефективно нейтралізувати статичний заряд на поверхні матеріалу, особливо на кінцевій стадії розвантаження або біля циклонів.

5.2.3. Захист від шуму та вібрації

Необхідність захисту від шуму та вібрації обумовлена високими динамічними характеристиками приводного механізму.

Вибір мал шумного обладнання. За можливості слід обирати повітродувні машини, які мають вбудовані шумоглушники на вході та виході [40]. Навіть із вбудованим глушником, рівень шуму може становити близько 71.6 дБ [45].

Звукоізоляція та віброізоляція. Якщо рівень шуму перевищує 80 дБ на робочому місці (ДСН 3.3.6.037-99 [41]), повітродувка повинна бути ізольована. Це може бути досягнуто шляхом:

- Розміщення агрегату в окремому звукоізоляційному приміщенні або використання спеціального акустичного кожуха.
- Встановлення агрегату на віброізолюючі основи (гумові чи пружинні амортизатори), щоб запобігти передачі вібраційних навантажень на основні конструкції та трубопроводи.

Важливо зазначити, що оптимізація режиму пуску (як показано в Розділі 4) шляхом усунення коливань та значного зниження динамічного коефіцієнта (з 8.3 до 1) зменшує структурні динамічні навантаження в перехідних процесах, що також позитивно впливає на загальний рівень вібрації системи.

5.3. Охорона навколишнього середовища

Експлуатація пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника нерозривно пов'язана з генерацією пилових викидів. Заходи щодо охорони навколишнього середовища спрямовані на мінімізацію негативного впливу.

Очищення повітря перед викидом в атмосферу. Ключовим заходом є максимальне очищення відпрацьованого повітря, що виходить із системи. Недостатньо лише циклонів; необхідно застосовувати високоякісні фільтри, які здатні затримувати субмікронні частинки пилу.

Дотримання нормативів гранично допустимих викидів (ГДВ). Концентрація суспендованих твердих частинок (пилу соняшника) на викиді не повинна перевищувати встановлених нормативів. Згідно з чинними нормативами України, гранично допустимі викиди для суспендованих твердих частинок можуть становити 150 мг/м^3 або, у випадку більш суворих вимог до 1 класу небезпеки, 50 мг/м^3 [47]. Сучасні рукавні фільтри забезпечують концентрацію набагато нижчу за ці значення, як правило, 5 мг/м^3 або менше.

Поводження з уловленим пилом. Уловлений пил з циклонів та фільтрів повинен збиратися у герметичні контейнери для подальшої утилізації або повернення у виробничий цикл (якщо якість це дозволяє), відповідно до екологічних норм поведження з промисловими відходами.

5.4. Висновки до розділу

Проведений аналіз безпеки життєдіяльності пневматичного конвеєра підтверджує його класифікацію як об'єкта Категорії Б через ризик утворення

вибухонебезпечної пилоповітряної суміші. Забезпечення безпеки вимагає інтеграції технічних рішень.

Основні розроблені заходи включають:

- Захист від вибуху. Використання герметичних систем, застосування вибухозахищеного обладнання (Ex-маркування), а також експлуатація в режимі щільної фази, що мінімізує концентрацію пилу в повітрі.
- Захист від статичної електрики. Критично важливе забезпечення низькоомного заземлення всього трубопроводу та застосування активних іонізуючих нейтралізаторів.
- Захист від шуму та вібрації. Використання вбудованих шумоглушників та звукоізоляційних кожухів, а також мінімізація динамічних навантажень під час пуску, досягнута в результаті оптимізації режиму руху (Розділ 4).

Впровадження цих заходів гарантує відповідність нормативним вимогам та забезпечує високий рівень безпеки експлуатації пневматичного конвеєра.

РОЗДІЛ 6. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ

6.1. Обґрунтування економічної доцільності розробки

Економічна доцільність впровадження оптимізованого приводу ґрунтується на двох ключових факторах: значне зниження експлуатаційних витрат та зменшення непрямих втрат, пов'язаних з якістю продукту та надійністю обладнання.

Визначення бази для порівняння:

Базовий Варіант А (Неоптимізований): Передбачає прямий пуск (Direct On Line, DOL) асинхронного двигуна повітродувки. Згідно з результатами динамічного аналізу (Розділ 3), цей режим призводить до значних коливальних процесів і високого коефіцієнта динамічності, що досягає 8.3. Такі пікові навантаження викликають прискорений знос, часті ремонти та надмірні інтегральні витрати енергії.

Оптимізований Варіант Б (Керований Пуск): Включає впровадження системи керування на основі частотного перетворювача (VFD), що реалізує оптимальний закон пуску, який мінімізує середньоквадратичне значення пружного моменту. В результаті оптимізації коливання повністю усуваються, а максимальні динамічні навантаження суттєво знижуються (коефіцієнт динамічності наближається до одиниці), що підтверджується графічними залежностями (Розділ 4).

Головною метою є кількісне обґрунтування того, що додаткові капітальні вкладення у систему оптимізації (VFD) окупляться протягом прийняттого терміну за рахунок економії електроенергії та зниження витрат на ремонт та технічне обслуговування.

6.2. Розрахунок капітальних вкладень (інвестицій)

Капітальні вкладення (К) для обох варіантів складаються з вартості основного механічного обладнання (трубопровід, вентилятор, циклони), вартості приводу (двигун) та вартості системи керування.

Для порівняння економічного ефекту необхідно визначити лише додаткові капітальні вкладення (ΔK), необхідні для переходу від Базового варіанта (А) до Оптимізованого (Б).

Вартість основного обладнання. Вартість повітрорудки, трубопроводу, шлюзового живильника та циклонів ($K_{\text{мех}}$) приймається однаковою для обох варіантів, оскільки їхні конструктивні параметри (продуктивність, діаметр D) визначаються технологічними вимогами.

Вартість оптимізованого приводу. Основною складовою ΔK є вартість частотного перетворювача (VFD) та контролера, необхідних для реалізації оптимального режиму пуску. Приймаючи потужність двигуна на рівні близько 30 кВт (враховуючи $P_1 = 27.7$ кВт на вході пасової передачі), додаткові інвестиції в високотехнологічну систему керування VFD та її налаштування (що включає впровадження алгоритму, отриманого в Розділі 4) оцінюються як $\Delta K \approx 200,000$ грн.

Вартість монтажу та пусконаладжувальних робіт. Для оптимізованого варіанта (Б) вартість пусконаладження є вищою через необхідність тонкого налаштування VFD під конкретний оптимальний закон руху. Ці витрати враховуються опосередковано у загальній сумі ΔK .

Таблиця 6.1.

Структура додаткових капітальних вкладень ΔK

Стаття витрат	Одиниці виміру	Варіант А (Базовий)	Варіант Б (Оптимізований)	Додаткові інвестиції (ΔK)
Вартість VFD (30 кВт)	грн	0	180000	180000
Інтеграція та налаштування (програмна оптимізація)	грн	0	20000	20000
Сумарні додаткові капітальні вкладення	грн			200000

6.3. Розрахунок річних експлуатаційних витрат

Річні експлуатаційні витрати ($V_{\text{рік}}$) порівнюються для двох варіантів, демонструючи пряму фінансову вигоду від оптимізації.

6.3.1. Витрати на електроенергію ($V_{\text{ел}}$)

Економія електроенергії є найвагомішою статтею ефекту. У базовому варіанті значна частина енергії втрачається на динамічні коливання та пікові перевантаження, які виникають при прямому пуску.

Вихідні параметри:

Номінальна потужність двигуна: $P_{\text{ном}}=30$ кВт.

Розрахунковий час роботи на рік: $T_{\text{рік}}=4000$ год/рік (типова інтенсивність експлуатації).

Ціна електроенергії для промислових споживачів ($C_{\text{ел}}$): враховуючи прогнозоване зростання тарифів, приймається орієнтовне значення 6.5 грн/кВт*год на 2025 рік [48].

Базове споживання (Варіант А):

Річне споживання: $E_{\text{ном}}=30$ кВт \times 4000=120000 кВт \times год/рік.

Річні витрати: $V_{\text{ел}}=120000 \times 6.5 \text{ грн/кВт} \times \text{год} = 780000 \text{ грн/рік}$.

Ефект від оптимізації (Варіант Б):

Оптимізація пуску VFD дозволяє не тільки уникнути пікових втрат енергії на коливання під час перехідних процесів, але й забезпечує стабільну роботу системи ближче до оптимального енергоефективного режиму (близько до критичної швидкості). Аналіз показує, що керований пуск може забезпечити зниження енергоспоживання до 2.5 разів менше порівняно з прямим пуском [49].

Приймаючи консервативне середнє зниження загального річного енергоспоживання на $\delta_{\text{ел}}=15\%$:

Економія електроенергії: $\Delta E=120000 \times 0.15=18000 \text{ кВт} \times \text{год/рік}$.

Річне споживання (оптимізоване): $E_{\text{опт}}=102000 \text{ кВт} \times \text{год/рік}$.

Річні витрати (оптимізовані): $V_{\text{елБ}}=663000 \text{ грн/рік}$.

Річна економія на електроенергії ($\Delta V_{\text{ел}}$): 117,000 грн/рік.

6.3.2. Амортизаційні відрахування ($V_{\text{ам}}$)

Амортизаційні відрахування розраховуються лише для додаткових капітальних вкладень (ΔK) у систему оптимізації (VFD). Приймається норма амортизації $N_{\text{ам}} = 10\%$.

$$V_{\text{ам_дод}} = \Delta K \times N_{\text{ам}} = 200000 \times 0.10 = 20000 \text{ грн/рік}.$$

Ця сума є додатковими річними витратами, пов'язаними з інвестицією.

6.3.3. Витрати на поточний ремонт та технічне обслуговування ($V_{\text{рем}}$)

Високий динамічний коефіцієнт ($K_{\text{дин}}=8.3$) у базовому варіанті (А) призводить до підвищених втомних напружень у пасовій передачі, підшипниках та опорних конструкціях повітродувки. Ці напруження скорочують термін служби компонентів і збільшують частоту незапланованих ремонтів.

Оптимізований режим усуває ці пікові навантаження. Це прямо призводить до підвищення надійності та зниження витрат на ремонт.

Прийняте зниження $V_{\text{рем}}$. Внаслідок значного зниження динамічних навантажень, приймається зниження річних витрат на ремонт та обслуговування на $\delta_{\text{рем}}=25\%$ (від умовного базового рівня 80000 грн/рік).

Річна економія на ремонті ($\Delta V_{\text{рем}}$): $80000 \times 0.25 = 20000$ грн/рік.

6.3.4. Витрати на оплату праці ($V_{\text{оп}}$)

Витрати на оплату праці обслуговуючого персоналу приймаються однаковими для обох варіантів, оскільки оптимізація режиму руху не вимагає збільшення штату операторів чи техніків. Отже, ця стаття не впливає на річний економічний ефект.

6.4. Визначення економічного ефекту та показників ефективності

6.4.1. Річний економічний ефект ($E_{\text{рік}}$)

Річний економічний ефект визначається як різниця між зниженням експлуатаційних витрат та збільшенням амортизаційних відрахувань.

$$E_{\text{рік}} = \Delta V_{\text{ел}} + \Delta V_{\text{рем}} - V_{\text{ам_дод}}$$

$$E_{\text{рік}} = (117000 + 20000) - 20000 = 117000 \text{ грн/рік}$$

6.4.2. Термін окупності капітальних вкладень ($T_{\text{ок}}$)

Термін окупності є ключовим показником інвестиційної привабливості.

$$T_{\text{ок}} = \Delta K / E_{\text{рік}}$$

$$T_{\text{ок}} = 200000 / 117000 = 1.71 \text{ року}$$

Короткий термін окупності (1.71 року) підтверджує високу фінансову ефективність запропонованої оптимізації. Це особливо актуально в умовах постійного зростання промислових тарифів на електроенергію, оскільки висока

ціна $C_{\text{ел}}$ (за прийнятим значенням 6.5 грн/кВт×год [48]) робить навіть відносно невеликий відсоток економії в 15% украй значущим.

6.4.3. Інші показники (коефіцієнт рентабельності)

Коефіцієнт рентабельності інвестицій (P) демонструє, який відсоток від початкових вкладень повертається щороку.

$$P = E_{\text{рік}} * 100 / \Delta K = 117000 * 100 / 200000 = 58.5 \%$$

Такий високий коефіцієнт рентабельності свідчить про виняткову інвестиційну привабливість проекту.

6.5. Висновки до розділу

Розрахунок економічної ефективності чітко підтверджує доцільність впровадження пневматичного конвеєра з оптимізованим режимом руху:

- Прямий економічний ефект: загальний річний економічний ефект становить 117,000 грн, що досягається переважно за рахунок зниження споживання електроенергії (15% економії).
- Ефективність інвестицій: додаткові капітальні вкладення у систему VFD керування ($\Delta K = 200000$ грн) окупаються за винятково короткий термін – 1.71 року, при коефіцієнті рентабельності 58.5%.

Непрямі вигоди: Окрім прямої економії коштів, оптимізація забезпечує суттєві непрямі вигоди:

- Збереження якості продукту: плавний, нековальний рух, досягнутий шляхом оптимізації, мінімізує механічне травмування крихкого насіння соняшника. Зменшення пошкоджень є критичним для олійної сировини, оскільки це знижує ризик окислення та збільшує вихід високоякісної олії, що є значним непрямим прибутком.
- Підвищення надійності: різке зниження динамічних навантажень (усунення $K_{\text{дин}} = 8.3$) подовжує термін служби механічних компонентів і

знижує ймовірність аварійних відмов, що критично важливо для безперервності технологічного процесу.

Таким чином, впровадження оптимізованого режиму руху є не лише технічно, але й економічно найбільш обґрунтованим рішенням для транспортування насіння соняшника.

Таблиця 6.2

Порівняння економічних показників Базового та Оптимізованого варіантів

Показник	Позначення	Базовий варіант А	Оптимізований варіант Б	Економія/Ефект (Δ)
Додаткові капітальні вкладення	ΔK	0 грн	200000 грн	200000 грн
Річні витрати на електроенергію	$V_{ел}$	780000 грн	663000 грн	117000 грн
Річні витрати на ремонт (умовно)	$V_{рем}$	80000 грн	60000 грн	20000 грн
Додаткова амортизація	$V_{ам_дод}$	0 грн	20000 грн	-20000 грн
Річний економічний ефект	$E_{рік}$			117000 грн
Термін окупності	$T_{ок}$			1,71 року
Коефіцієнт рентабельності	P			58,5

ВИСНОВКИ

В магістерській кваліфікаційній роботі проведено дослідження та виконано комплексний аналіз з розроблення конструкції пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника. Проведене дослідження пневматичного конвеєра дозволило зробити такі висновки:

Розроблено конструкцію пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника, яка відповідає технічним вимогам та забезпечує ефективну роботу конвеєра

Розраховано базові елементів пневматичного конвеєра, зокрема клинопасову передачу що приводного механізму. Також розраховано вал вентилятора за еквівалентним моментом.

Використання пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника забезпечує високу продуктивність та ефективність процесу.

Здійснено моделювання динаміки руху приводного механізму пневматичного конвеєра при транспортуванні насіння соняшника. В процесі моделювання побудовано динамічну модель конвеєра, яка представлена у вигляді дискретної динамічної моделі. На основі розробленої динамічної моделі побудовано математичну модель пневматичного конвеєра, яка представлена системою нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку.

На базі математичної моделі проведено динамічний аналіз руху пневматичного конвеєра при транспортуванні насіння соняшника. Динамічний аналіз показав, що елементи пневматичного конвеєра здійснюють рух в коливальному режимі зі значним перевантаженням, особливо під час процесу пуску. Зокрема, в процесі пуску максимальні динамічні навантаження більше ніж в 6 разів перевищують навантаження при усталеному русі конвеєра.

Для зменшення динамічних навантажень здійснено оптимізацію режиму пуску приводного механізму пневматичного конвеєра. Тут за критерій

оптимізації обрано середньоквадратичне значення пружного моменту в передавальному механізмі приводу пневматичного конвеєра. За цим критерієм визначено оптимальний режим руху пневматичного конвеєра, який дозволив усунути коливання в елементах приводу та конструкції та звести до мінімуму дію динамічних навантажень.

Проведено оцінку економічної доцільності впровадження розробленої конструкції пневматичного конвеєра для транспортування насіння соняшника.

Встановлено зменшення витрат на обслуговування та ремонт обладнання пневматичного конвеєра порівняно з іншими системами транспортування насіння соняшника.

Використання пневматичного конвеєра знижує викиди пилу та зменшує шум під час транспортування соняшника, що позитивно впливає на екологічний стан робочого середовища.

Отже, розроблена конструкція пневматичного конвеєра є ефективним і економічно доцільним рішенням для транспортування насіння соняшника.

Використання пневматичних конвеєрів при транспортуванні насіння соняшника дозволяє знизити пошкодження продукції, зменшити експлуатаційні витрати та мінімізувати негативний вплив на навколишнє середовище.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Kroulík M, Hůla J, Rybka A, Honzík I. Pneumatic conveying characteristics of seeds in a vertical ascending airstream. *Res. Agr. Eng.* 2016;62(2):56-63. doi: 10.17221/32/2014-RAE.
2. Li K, Li S, Ni X, Lu B, Zhao B. Analysis and Experimental of Seeding Process of Pneumatic Split Seeder for Cotton. *Agriculture*. 2023; 13(5):1050. <https://doi.org/10.3390/agriculture13051050>
3. Zhu X, Xu Y, Han C, Yang B, Luo Y, Qiu S, Huang X, Mao H. Parameter Calibration and Experimental Verification of the Discrete Element Model of the Edible Sunflower Seed. *Agriculture*. 2025; 15(3):292. <https://doi.org/10.3390/agriculture15030292>
4. Zhu J, Buchmann CM, Schurr FM. Improving measurements of the falling trajectory and terminal velocity of wind-dispersed seeds. *Ecol Evol*. 2022 Aug 4;12(8):e9183. doi: 10.1002/ece3.9183. PMID: 35949535; PMCID: PMC9353119.
5. Pneumatic Conveying. Режим доступу: <https://kongskilde-industries.com/grain/usa/products/pneumatic-conveying/>.
6. Abe MC, Gelladuga GA, Mendoza CJ, Natavio JM, Zabala JS, Lopez ECR. Pneumatic Conveying Technology: Recent Advances and Future Outlook. *Engineering Proceedings*. 2023; 56(1):205. <https://doi.org/10.3390/ASEC2023-16267>
7. Yang D, Wang Y, Hu Z. Research on the Pressure Drop in Horizontal Pneumatic Conveying for Large Coal Particles. *Processes*. 2020; 8(6):650. <https://doi.org/10.3390/pr8060650>
8. Ю. Г. Світлий, О. А. Круть. Гідравлічний транспорт твердих матеріалів. – Донецьк: Східний видавничий дім, 2010. – 268 с.

9. Pneumatic Conveying and Energy Efficiency in Pneumatic Systems. Режим доступу: <https://millermagazine.com/blog/pneumatic-conveying-and-energy-efficiency-in-pneumatic-systems-2519>
10. Rajabnia H, Orozovic O, Williams KC, Lavrinec A, Ilic D, Jones MG, Klinzing G. Optimizing Pressure Prediction Models for Pneumatic Conveying of Biomass: A Comprehensive Approach to Minimize Trial Tests and Enhance Accuracy. *Processes*. 2023; 11(6):1698. <https://doi.org/10.3390/pr11061698>
11. A review on multi-objective optimization of building performance - Insights from bibliometric analysis. Li, Rong et al. *Heliyon*, Volume 11, Issue 4, e42480
12. Zhou J, Feng C, Su Q, Jiang S, Fan Z, Ruan J, Sun S, Hu L. The Multi-Objective Optimization of Powertrain Design and Energy Management Strategy for Fuel Cell–Battery Electric Vehicle. *Sustainability*. 2022; 14(10):6320. <https://doi.org/10.3390/su14106320>
13. Abbas F, Saleem O, Wang L, Yan Y. A self-adaptive fractional-order PID controller for the particle velocity regulation in a pneumatic conveying system. *Transactions of the Institute of Measurement and Control*. 2024;47(11):2177-2189. doi:[10.1177/01423312241277592](https://doi.org/10.1177/01423312241277592)
14. Abe, Maria & Gelladuga, Gabriel Angelo & Mendoza, Chirstine & Natavio, Jesseth Mae & Zabala, Jeanella & Lopez, Edgar Clyde. (2023). Pneumatic Conveying Technology: Recent Advances and Future Outlook. *Engineering Proceedings*. 56. 205. [10.3390/ASEC2023-16267](https://doi.org/10.3390/ASEC2023-16267).
15. MASS FLOW MEASUREMENT SENSOR, INLINE FOR POWDERS AND BULK SOLIDS. Режим доступу: <https://www.monitortech.com/mass-flow-meter.shtml>
16. Визначення характеристик відцентрового вентилятора. Інструкція до лабораторної роботи №10 з курсу “Процеси та апарати хімічної техно-логії” для

студентів хіміко-технологічних спеціальностей/Укл. Є.М. Семенишин, В.І. Троцький. Львів : Вид-во Нац. ун-ту "Львівська полі-техніка", 2003.

17. Гнеушев В.О. Вентиляція і пневматичний транспорт. Навч. посібник. – Рівне: НУВГП, 2010. –138 с.

18. Довідник з охорони праці в сільському господарстві (запитання та від-повіді)/С.Д. Лехман, В.П. Целинський, С.М.Козирев та ін.; За ред.. С.Д.Лехмана.- К.: Урожай, 1990.-400 с.

19. Любін М. В. Розрахунки підймальних механізмів та машин: / М.В. Лю-бін, О. А. Токарчук, М. П. Єленіч. - Вінниця: РВВ ВНАУ, 2013. - 208 с.

20. Механізація транспортуючих робіт: [навч. посіб.]. Ч. II : Транспортуючі машини без тягового органу / М. В. Любін. - Вінниця: ВНАУ, 2010. - 230 с.

21. Насосні, вентиляторні та пневматичні установки: методичні вказівки до виконання лабораторних робіт/Уклад.: С.П. Шевчук, А.В. Ворфоломе-єв. - К.: НТУУ «КПІ», 2013. - 107 с. 23. Омелянов О.М. Особливості використання механічних коливань в технологічних процесах / О.М. Омелянов // Вібрації в техніці та технологіях. – 2017. – №4(87) – С. 129-134.

22. Оцінювання ефективності функціонування технологічного комплексу з використанням системного підходу / Р.Д. Іскович-Лотоцький, О.В. Зе-лінська, Н.Р. Веселовська, Я.П. Веселов

23. Павленко В.С., Цуркан О.В., Кравченко І.Є. Підшипники кочення. Ви-бір за статичною та динамічною вантажопідйомністю, конструювання підшипникових вузлів: Навчальний посібник / За ред.. В.С. Павленка. – К.:«Хай-Тек Прес», 2012. – 128 с.

24. Павленко В.С., Цуркан О.В., Кравченко І.Є., Любін М.В. Пасові переда-чі. Теорія, розрахунки, конструювання: Навчальний посібник / За ред... В.С. Павленка. – К.: «Хай-Тек Прес», 2011. – 140 с.

25. Паладійчук Ю.Б., Кашпрук Ю.М. Технологічність конструкції гвинто-вих конвеєрів завантажувачів // Всеукраїнський науковотехнічний журнал. Техніка, енергетика, транспорт АПК. №2(90) – Вінниця, 2015. - С. 104-107.
26. Паладійчук Ю.Б., Михайловська М.А. Гвинтові завантажувачі в агроп-ромисловому комплексі. //Збірник наукових праць ВНАУ. Технічні науки. Випуск 1 (84). – Вінниця 2014. – С.131-135 29.
27. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних та транспор-туючих машин: Підручник/В.С. Бондарєв, О.І. Дубинець, М.П. Колісник та ін. – К.: Вища шк., 2009. – 734 с.
28. Скалецька Л. Ф. Технологія зберігання та переробки продукції рослин-ництва: Практикум./Л. Ф. Скалецька, Т.М. Духовська, А. М. Сеньков - К.: Вища шк., 1994
29. Хайліс Г.А. Основи проектування та дослідження сільськогосподарських машин: Навч. Посібник/Г.А. Хайліс, Д.М. Коновалюк – К.: НМК ВО, 1992. – 320 с.
30. Холоменюк М.В. Насосні та вентиляторні установки: навч. посіб./М.В. Холоменюк./Дніпропетровськ: Нац. гірн. ун-т, 2004. - 330 с.
31. Шевчук С.П. Насосні, вентиляторні та пневматичні установки: підруч./С.П. Шевчук, О.М. Попович, В.М. Світлицький. - К.: НТУУ «КПІ», 2010. - 308 с.
32. Ловейкін В.С. Динаміка й оптимізація машин / В.С.Ловейкін, Ю.О.Ромасевич, Р.А.Кульпін.- К.: ЦП «Компринт», 2018.-310 с.
33. Ловейкін В.С. Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідйомних машин / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич.- К.: ЦП «Компринт», 2012.- 298 с
34. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху машин і механізмів./Машинознавство. – 1999. – № 7 (25). – С. 24-31.

35. Динаміка машин / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич. – К.: ЦП „КОМП-РИНТ”, 2013. – 227 с.
36. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учеб. пособие / В. С. Ловейкин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с..
37. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем: Навч. посібник. – Київ – Полтава: ІЗМН – ПДТУ, 1998. – 196 с.
38. В. С. Ловейкін, В. В. Мельніченко. Оптимізація ривкового режиму руху механізму повороту стрілкового крана: електронний науковий журнал – № 24 <http://agrmash.info/zb/24/part32.pdf> (5. 11. 2015) - Заголовок з екрану.
39. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Класифікація критеріїв оптимізації режимів руху вантажопідйомних машин. [Електронний ресурс] – Режим доступу: URL: http://khntusg.com.ua/files/sbornik/vestnik_124-2/43.pdf (5. 11. 2015) - Заголовок з екрану.
40. Повітродувки. Режим доступу: <https://pumpcentre.com.ua/ua/vozduhoduvki/>
41. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвук та інфразвук
42. Категорування приміщень і будівель за вибухопожежною та пожежною небезпекою. Режим доступу: <https://brandmauer.com.ua/blog/katehoruvannia-prymishchen-i-budivel-za-vybukhopozhezhnoiu-ta-pozhezhnoiu-nebezpekoiu/>
43. ДСТУ 2676-94 Конвеєри стрічкові стаціонарні. Загальні технічні вимоги
44. ДСТУ Б В.2.5-82:2016 Електробезпека в будівлях і спорудах. Вимоги до захисних заходів від ураження електричним струмом
45. Режим доступу: <https://pumptech.com.ua/ua/p1497204854-vozduhoduvka-vihrevaya-fpz.html>

46. ДСП22ВЕх. Режим доступу: <https://vatra.ua/ukr/ex-lighting/dsp22vex-VATRA>

47. Про затвердження нормативів граничнодопустимих викидів забруднюючих речовин із стаціонарних джерел. Режим доступу: <https://ips.ligazakon.net/document/RE12786?an=553>

48. Тарифи на електроенергію. Режим доступу: <http://svetum.com.ua/ua/blog/sovety-pokupatelyam/tarify-na-elektroenergiyu/>

49. Динамічна оптимізація механізму підйому вантажу мостових кранів. Монографія / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К.: ЦП „КОМПРІНТ”, 2015. – 197 с.

ДОДАТКИ

Код для проведення обрахунків у Wolfram Claude

```

In[1]:= (* Вихідні дані для динамічної моделі пневматичного конвеєра *)

(* Моменти інерції *)
Jп1 = 1.48; (* кг·м² *)
Jп2 = 4.72; (* кг·м² *)

(* Коефіцієнт жорсткості *)
Сп = 10 735.3; (* Н·м/рад *)

(* Момент опору *)
Мп2 = 175.0; (* Нм *)

(* Параметри електродвигуна *)
Мmax = 511.0; (* Нм - максимальний момент *)
ωн = 151.8; (* рад/с - номінальна кутова швидкість *)
ω0 = 157.0; (* рад/с - синхронна швидкість *)
Sn = 0.033; (* номінальне ковзання *)
Скр = 0.176; (* критичне ковзання *)
η = 0.95; (* ККД *)

(* Формула Клосса для рушійного моменту *)
Мп1[ω1_] := Module[{S, Spot},
  Spot = 1 - ω1/ω0;
  (2 * Мmax * η * Spot / Скр) / (Spot / Скр + Скр / Spot)
];

(* Система диференціальних рівнянь *)
(* φ1'[t] = (Мп1(φ1'[t]) - Сп(φ1[t] - φ2[t]))/Jп1 *)
(* φ2'[t] = (Сп(φ1[t] - φ2[t]) - Мп2)/Jп2 *)

equations = {
  Jп1 * φ1'[t] == Мп1[φ1'[t]] - Сп * (φ1[t] - φ2[t]),
  Jп2 * φ2'[t] == Сп * (φ1[t] - φ2[t]) - Мп2
};

(* Початкові умови - запуск з нуля *)
initialConditions = {
  φ1[0] == 0, φ1'[0] == 0,
  φ2[0] == 0, φ2'[0] == 0
};

(* Час моделювання *)
tMax = 5.0; (* секунди *)

```

2 |

```

(* Розв'язання системи диференціальних рівнянь *)
Print["Розв'язування системи диференціальних рівнянь..."];
solution = NDSolve[
  Join[equations, initialConditions],
  {φ1, φ2},
  {t, 0, tMax},
  Method → "StiffnessSwitching",
  MaxSteps → 100 000
];

(* Витяг функцій з розв'язку *)
φ1Sol = φ1 /. solution[1];
φ2Sol = φ2 /. solution[1];

(* Похідні - кутові швидкості та прискорення *)
ω1Sol[t_] := φ1Sol'[t];
ω2Sol[t_] := φ2Sol'[t];
α1Sol[t_] := φ1Sol''[t];
α2Sol[t_] := φ2Sol''[t];

(* Пружний момент *)
MпружSol[t_] := Cп*(φ1Sol[t] - φ2Sol[t]);

(* Рушійний момент *)
MрушSol[t_] := Mп1[ω1Sol[t]];

(* Потужність приводу *)
PSol[t_] := MрушSol[t]*ω1Sol[t]/1000; (* кВт *)

(* Побудова графіків *)
Print["Побудова графіків..."];

(* 1. Графік кутової швидкості першої зведеної маси *)
plot1 = Plot[ω1Sol[t], {t, 0, tMax},
  PlotLabel → Style["Кутова швидкість першої зведеної маси φ'(t)", 14],
  AxesLabel → {"Час t, с", "φ', рад/с"},
  PlotStyle → {Blue, Thick},
  GridLines → Automatic,
  ImageSize → Large
];

(* 2. Графік кутової швидкості другої зведеної маси *)

```

```

plot2 = Plot[ $\omega_2$ Sol[t], {t, 0, tMax},
  PlotLabel → Style["Кутова швидкість другої зведеної маси  $\varphi_2'(t)$ ", 14],
  AxesLabel → {"Час t, с", " $\varphi_2'$ , рад/с"},
  PlotStyle → {Red, Thick},
  GridLines → Automatic,
  ImageSize → Large
];

```

(* 3. Графік кутового прискорення першої зведеної маси *)

```

plot3 = Plot[ $\alpha_1$ Sol[t], {t, 0, tMax},
  PlotLabel → Style["Кутове прискорення першої зведеної маси  $\varphi_1''(t)$ ", 14],
  AxesLabel → {"Час t, с", " $\varphi_1''$ , рад/с2"},
  PlotStyle → {Green, Thick},
  GridLines → Automatic,
  ImageSize → Large,
  PlotRange → All
];

```

(* 4. Графік кутового прискорення другої зведеної маси *)

```

plot4 = Plot[ $\alpha_2$ Sol[t], {t, 0, tMax},
  PlotLabel → Style["Кутове прискорення другої зведеної маси  $\varphi_2''(t)$ ", 14],
  AxesLabel → {"Час t, с", " $\varphi_2''$ , рад/с2"},
  PlotStyle → {Orange, Thick},
  GridLines → Automatic,
  ImageSize → Large,
  PlotRange → All
];

```

(* 5. Графік зміни пружного моменту *)

```

plot5 = Plot[MпружSol[t], {t, 0, tMax},
  PlotLabel → "Пружний момент приводу Mпруж(t)",
  AxesLabel → {"Час t, с", "Mпруж, Н·м"},
  PlotStyle → {Purple, Thick},
  GridLines → Automatic,
  ImageSize → Large,
  PlotRange → All
];

```

(* 6. Графік зміни рушійного моменту *)

```

plot6 = Plot[MрушSol[t], {t, 0, tMax},
  PlotLabel → "Рушійний момент приводу Mруш(t)",

```

4 |

```

AxesLabel → {"Час t, с", "Мруш, Н·м"},
PlotStyle → {Brown, Thick},
GridLines → Automatic,
ImageSize → Large
];

```

```

(* 7. Графік зміни потужності *)
plot7 = Plot[PSol[t], {t, 0, tMax},
  PlotLabel → "Потужність приводу P(t)",
  AxesLabel → {"Час t, с", "P, кВт"},
  PlotStyle → {Magenta, Thick},
  GridLines → Automatic,
  ImageSize → Large
];

```

```

(* Виведення всіх графіків *)
Grid[
  {plot1, plot2},
  {plot3, plot4},
  {plot5, plot6},
  {SpanFromLeft, plot7}
], Spacings → {2, 2}

```

```

(* Додаткова інформація *)
Print["\n=== Результати аналізу ==="];
Print["Усталена кутова швидкість  $\omega_1$ : ",  $\omega_1$ Sol[tMax], " рад/с"];
Print["Усталена кутова швидкість  $\omega_2$ : ",  $\omega_2$ Sol[tMax], " рад/с"];
Print["Усталена потужність: ", PSol[tMax], " кВт"];
Print["Максимальний пружний момент: ",
  NMaxValue[{MпружSol[t], 0 ≤ t ≤ tMax}, t], " Н·м"];

```

```

(* Розрахунок максимальних та середніх значень *)
Print["\n=== Розрахунок характеристик приводу ==="];

```

```

(* Максимальні значення *)
max $\omega_1$  = NMaxValue[{ $\omega_1$ Sol[t], 0 ≤ t ≤ tMax}, t];
max $\omega_2$  = NMaxValue[{ $\omega_2$ Sol[t], 0 ≤ t ≤ tMax}, t];
max $\alpha_1$  = NMaxValue[{Abs[ $\alpha_1$ Sol[t]], 0 ≤ t ≤ tMax}, t];
max $\alpha_2$  = NMaxValue[{Abs[ $\alpha_2$ Sol[t]], 0 ≤ t ≤ tMax}, t];
maxMпруж = NMaxValue[{Abs[MпружSol[t]], 0 ≤ t ≤ tMax}, t];
maxМруш = NMaxValue[{МрушSol[t], 0 ≤ t ≤ tMax}, t];

```

$\max P = N \text{MaxValue}[\{P \text{Sol}[t], 0 \leq t \leq t \text{Max}\}, t];$

(* Додаткові характеристики приводу *)

(* Номінальна потужність електродвигуна *)

$P_n = 27.7; (* \text{ кВт} *)$

(* Номінальний момент *)

$M_n = 182.5; (* \text{ Нм} *)$

(* Коефіцієнт динамічності приводу *)

$K_{\text{дин}} = \max M_{\text{пруж}} / M_n;$

(* Перевантаження електродвигуна за потужністю *)

$K_{\text{перевп}} = \max P / P_n;$

(* Максимальна кутова деформація муфти *)

$\max \Delta \varphi = \max M_{\text{пруж}} / C_{\text{п}}; (* \text{ рад} *)$

$\max \Delta \varphi_{\text{град}} = \max \Delta \varphi * 180 / 3.14159; (* \text{ град} *)$

(* Перевантаження двигуна за крутним моментом *)

$K_{\text{перевм}} = \max M_{\text{руш}} / M_n;$

(* Середні значення (інтегрування) *)

$\text{avg} \omega_1 = N \text{Integrate}[\omega_1 \text{Sol}[t], \{t, 0, t \text{Max}\}] / t \text{Max};$

$\text{avg} \omega_2 = N \text{Integrate}[\omega_2 \text{Sol}[t], \{t, 0, t \text{Max}\}] / t \text{Max};$

$\text{avg} \alpha_1 = N \text{Integrate}[\text{Abs}[\alpha_1 \text{Sol}[t]], \{t, 0, t \text{Max}\}] / t \text{Max};$

$\text{avg} \alpha_2 = N \text{Integrate}[\text{Abs}[\alpha_2 \text{Sol}[t]], \{t, 0, t \text{Max}\}] / t \text{Max};$

$\text{avg} M_{\text{пруж}} = N \text{Integrate}[\text{Abs}[M_{\text{пруж}} \text{Sol}[t]], \{t, 0, t \text{Max}\}] / t \text{Max};$

$\text{avg} M_{\text{руш}} = N \text{Integrate}[M_{\text{руш}} \text{Sol}[t], \{t, 0, t \text{Max}\}] / t \text{Max};$

$\text{avg} P = N \text{Integrate}[P \text{Sol}[t], \{t, 0, t \text{Max}\}] / t \text{Max};$

(* Таблиця максимальних значень *)

$\text{tableMax} = \text{Grid}[\{$
 {"Параметр", "Максимальне значення", "Одиниці виміру"},
 {"Кутова швидкість φ_1 ", $\text{NumberForm}[\max \omega_1, \{6, 2\}]$, "рад/с"},
 {"Кутова швидкість φ_2 ", $\text{NumberForm}[\max \omega_2, \{6, 2\}]$, "рад/с"},
 {"Кутове прискорення φ_1 ", $\text{NumberForm}[\max \alpha_1, \{6, 2\}]$, "рад/с²"},
 {"Кутове прискорення φ_2 ", $\text{NumberForm}[\max \alpha_2, \{6, 2\}]$, "рад/с²"},
 {"Пружний момент $M_{\text{пруж}}$ ", $\text{NumberForm}[\max M_{\text{пруж}}, \{6, 2\}]$, "Н·м"},
 {"Рушійний момент $M_{\text{руш}}$ ", $\text{NumberForm}[\max M_{\text{руш}}, \{6, 2\}]$, "Н·м"},
 {"Потужність P ", $\text{NumberForm}[\max P, \{6, 2\}]$, "кВт"},
 {"Коефіцієнт динамічності приводу $K_{\text{дин}}$ ", $\text{NumberForm}[K_{\text{дин}}, \{5, 3\}]$, "-"},
 $\}$

6 |

```

{"Перевантаження двигуна за потужністю", NumberForm[Kперевп, {5, 3}], "-"},
{"Максимальна кутова деформація муфти", NumberForm[maxΔφГрад, {6, 3}], "град"},
{"Перевантаження двигуна за моментом", NumberForm[KперевМ, {5, 3}], "-"}
},
Frame → All,
Dividers → {{2 → Black}, {2 → Black}},
Background → {None, {LightBlue, None}},
Spacings → {2, 1},
ItemStyle → {Automatic, {Bold, Automatic}},
Alignment → {{Left, Right, Center}, Center}
];

```

(* Таблиця середніх значень *)

```

tableAvg = Grid[{
{"Параметр", "Середнє значення", "Одиниці виміру"},
{"Кутова швидкість φ₁", NumberForm[avgω1, {6, 2}], "рад/с"},
{"Кутова швидкість φ₂", NumberForm[avgω2, {6, 2}], "рад/с"},
{"Кутове прискорення φ̇₁", NumberForm[avgα1, {6, 2}], "рад/с²"},
{"Кутове прискорення φ̇₂", NumberForm[avgα2, {6, 2}], "рад/с²"},
{"Пружний момент Мпруж", NumberForm[avgМпруж, {6, 2}], "Н·м"},
{"Рушійний момент Мруш", NumberForm[avgМруш, {6, 2}], "Н·м"},
{"Потужність P", NumberForm[avgP, {6, 2}], "кВт"}
},
Frame → All,
Dividers → {{2 → Black}, {2 → Black}},
Background → {None, {LightGreen, None}},
Spacings → {2, 1},
ItemStyle → {Automatic, {Bold, Automatic}},
Alignment → {{Left, Right, Center}, Center}
];

```

(* Виведення таблиць *)

```

Print["\n"];
Print[Style["МАКСИМАЛЬНІ ЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДУ", Bold, 16]];
Print[tableMax];

Print["\n"];
Print[Style["СЕРЕДНІ ЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДУ", Bold, 16]];
Print[tableAvg];
Розв'язування системи диференціальних рівнянь...

```

6 |

```

{"Перевантаження двигуна за потужністю", NumberForm[Kперевп, {5, 3}], "-"},
{"Максимальна кутова деформація муфти", NumberForm[maxΔφГрад, {6, 3}], "град"},
{"Перевантаження двигуна за моментом", NumberForm[KперевМ, {5, 3}], "-"}
},
Frame → All,
Dividers → {{2 → Black}, {2 → Black}},
Background → {None, {LightBlue, None}},
Spacings → {2, 1},
ItemStyle → {Automatic, {Bold, Automatic}},
Alignment → {{Left, Right, Center}, Center}
];

```

(* Таблиця середніх значень *)

```

tableAvg = Grid[{
{"Параметр", "Середнє значення", "Одиниці виміру"},
{"Кутова швидкість φ₁", NumberForm[avgω1, {6, 2}], "рад/с"},
{"Кутова швидкість φ₂", NumberForm[avgω2, {6, 2}], "рад/с"},
{"Кутове прискорення φ₁", NumberForm[avgα1, {6, 2}], "рад/с²"},
{"Кутове прискорення φ₂", NumberForm[avgα2, {6, 2}], "рад/с²"},
{"Пружний момент Мпруж", NumberForm[avgМпруж, {6, 2}], "Н·м"},
{"Рушійний момент Мруш", NumberForm[avgМруш, {6, 2}], "Н·м"},
{"Потужність P", NumberForm[avgP, {6, 2}], "кВт"}
},
Frame → All,
Dividers → {{2 → Black}, {2 → Black}},
Background → {None, {LightGreen, None}},
Spacings → {2, 1},
ItemStyle → {Automatic, {Bold, Automatic}},
Alignment → {{Left, Right, Center}, Center}
];

```

(* Виведення таблиць *)

```

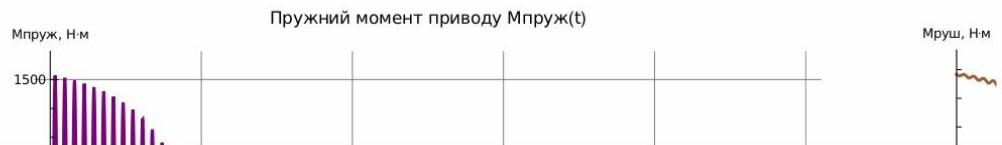
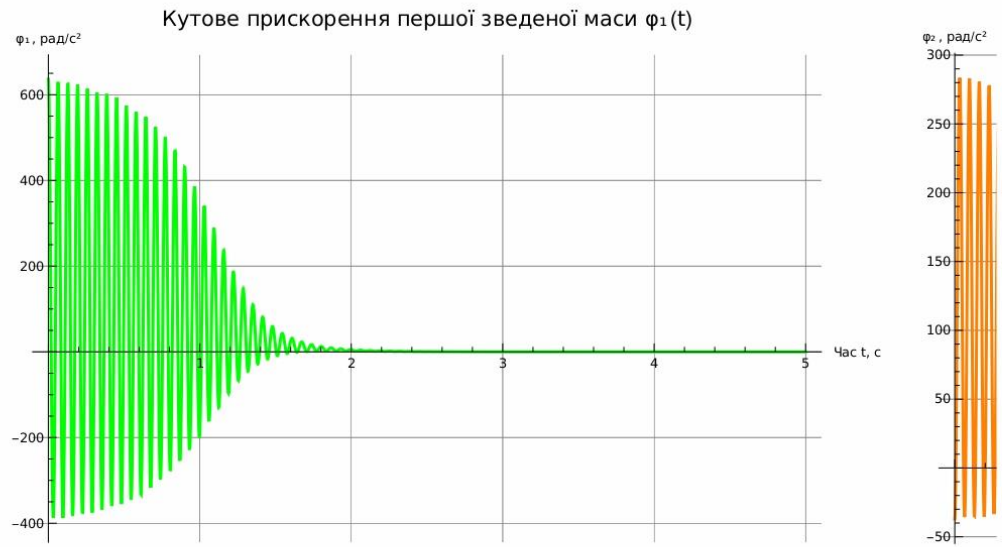
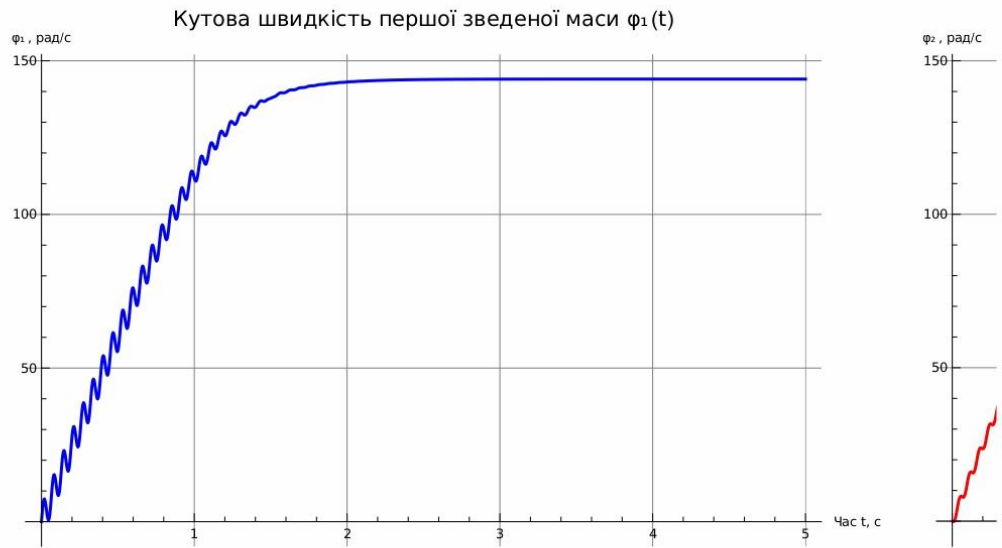
Print["\n"];
Print[Style["МАКСИМАЛЬНІ ЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДУ", Bold, 16]];
Print[tableMax];

Print["\n"];
Print[Style["СЕРЕДНІ ЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДУ", Bold, 16]];
Print[tableAvg];
Розв'язування системи диференціальних рівнянь...

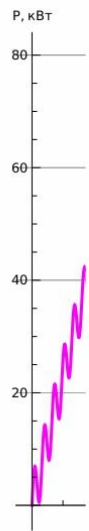
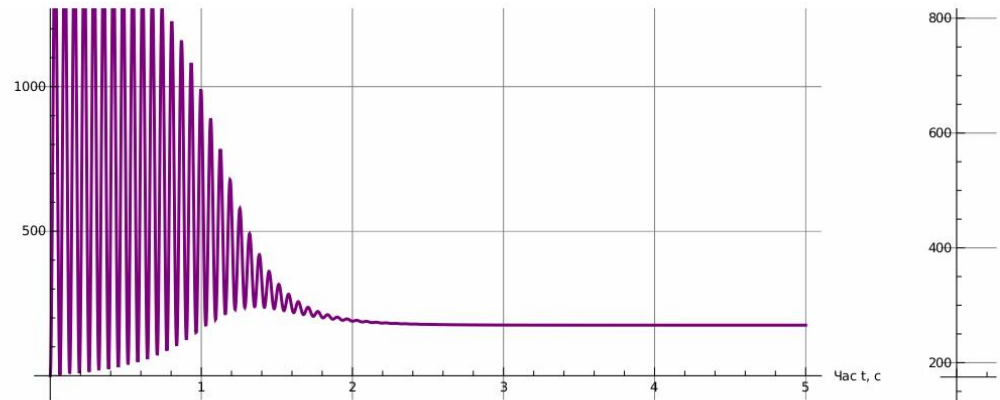
```

Побудова графіків...

Out[34]=



8 |



=== Результати аналізу ===

Усталена кутова швидкість ω_1 : 144.043 рад/с

Усталена кутова швидкість ω_2 : 144.043 рад/с

Усталена потужність: 25.2076 кВт

Максимальний пружний момент: 1513.77 Н·м

=== Розрахунок характеристик приводу ===

МАКСИМАЛЬНІ ЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДУ

Параметр	Максимальне значення	Одиниці виміру
Кутова швидкість $\dot{\varphi}_1$	144.04	рад/с
Кутова швидкість $\dot{\varphi}_2$	144.04	рад/с
Кутове прискорення $\ddot{\varphi}_1$	629.78	рад/с ²
Кутове прискорення $\ddot{\varphi}_2$	283.50	рад/с ²
Пружний момент $M_{\text{пруж}}$	1513.77	Нм
Рушійний момент $M_{\text{руш}}$	941.52	Нм
Потужність P	79.58	кВт
Коефіцієнт динамічності приводу $K_{\text{дин}}$	8.295	-
Перевантаження двигуна за потужністю	2.873	-
Максимальна кутова деформація муфти	8.079	град
Перевантаження двигуна за моментом	5.159	-

СЕРЕДНІ ЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДУ

Параметр	Середнє значення	Одиниці виміру
Кутова швидкість $\dot{\varphi}_1$	125.15	рад/с
Кутова швидкість $\dot{\varphi}_2$	125.15	рад/с
Кутове прискорення $\ddot{\varphi}_1$	68.60	рад/с ²
Кутове прискорення $\ddot{\varphi}_2$	30.22	рад/с ²
Пружний момент $M_{\text{пруж}}$	310.97	Нм
Рушійний момент $M_{\text{руш}}$	353.61	Нм
Потужність P	34.77	кВт

ln[823]=

(* ОПТИМАЛЬНИЙ РЕЖИМ ПУСКУ ПНЕВМАТИЧНОГО КОНВЕЄРА *)

(* Вихідні дані для оптимального режиму *)

(* Моменти інерції *)

Jп1 = 1.48; (* кг·м² *)Jп2 = 4.72; (* кг·м² *)

(* Коефіцієнт жорсткості *)

```

(* Формула 4.12: Мпруж = Jп2*φ2ddot + Мп2 *)
Мпруж[t_] := Jп2*φ2ddot[t] + Мп2;

(* Формула 4.13: Мруш = Jп1*φ1ddot + Jп2*φ2ddot + Мп2 *)
(* φ1ddot = φ2ddot, тому Мруш = (Jп1 + Jп2)*φ2ddot + Мп2 *)
Мруш[t_] := (Jп1 + Jп2)*φ2ddot[t] + Мп2;

(* Формула 4.14: P = Мруш * φ1dot *)
P[t_] := Мруш[t]*φ1dot[t]; (* Вт *)

(* Пружний момент *)
Мпруж[t_] := Jп2*φ2ddot[t] + Мп2;

(* Рушійний момент *)
Мруш[t_] := Jп1*φ1ddot[t] + Jп2*φ2ddot[t] + Мп2;

(* Потужність *)
P[t_] := Мруш[t]*φ1dot[t]/1000; (* кВт *)

(* Перевірка формул *)
Print["\n=== ПЕРЕВІРКА ФОРМУЛ ==="];
Print["При t = 0.5 с:"];
Print["φ2ddot = ", φ2ddot[0.5]];
Print["Мпруж = ", Мпруж[0.5], " Н·м"];
Print["φ1ddot = ", φ1ddot[0.5]];
Print["Мруш = ", Мруш[0.5], " Н·м"];
Print["φ1dot = ", φ1dot[0.5]];
Print["P = ", P[0.5], " кВт"];

(* Побудова графіків *)
Print["\n=== ПОБУДОВА ГРАФІКІВ ==="];

(* 1. Графік кутової швидкості першої зведеної маси *)
plot1 = Plot[φ1dot[t], {t, 0, t2},
  PlotLabel → Style["Кутова швидкість першої зведеної маси φ'(t)", 14],
  AxesLabel → {"Час t, с", "φ', рад/с"},
  PlotStyle → {Blue, Thick},
  GridLines → Automatic,
  ImageSize → Large,
  PlotRange → All
];

```

```

Сп = 10735.3; (* Н·м/рад *)

(* Момент опору *)
Мп2 = 175.0; (* Нм *)

(* Усталена кутова швидкість *)
ω = 151.8; (* рад/с *)

(* Тривалість пуску *)
t1 = 1.0; (* с *)
t2 = 1.0; (* с *)

(* Постійні інтегрування з граничних умов *)
C1 = -2*ω/t1^2;
C2 = 2*ω/t1;
C3 = 0;
C4 = 0;

Print["== ОПТИМАЛЬНИЙ РЕЖИМ ПУСКУ =="];
Print["Постійні інтегрування:"];
Print["C1 = ", C1];
Print["C2 = ", C2];
Print["C3 = ", C3];
Print["C4 = ", C4];

(* Аналітичні вирази для оптимального режиму *)

(* Друга зведена маса *)
φ2[t_] := (C1*t^3)/6 + (C2*t^2)/2 + C3*t + C4;
φ2dot[t_] := (C1*t^2)/2 + C2*t + C3;
φ2ddot[t_] := C1*t + C2;
φ2dddot[t_] := C1;
φ2ddddot[t_] := 0;

(* Перша зведена маса *)
(* Формула 4.9: φ1 = φ2 + (Jп2/С)*φ2ddot + Мп2/С *)
φ1[t_] := φ2[t] + (Jп2/С)*φ2ddot[t] + Мп2/С;

(* Формула 4.10: φ1dot = φ2dot + (Jп2/С)*φ2dddot *)
φ1dot[t_] := φ2dot[t] + (Jп2/С)*φ2dddot[t];

(* Формула 4.11: φ1ddot = φ2ddot + (Jп2/С)*φ2ddddot *)
(* Але φ2ddddot = 0, тому: *)
φ1ddot[t_] := φ2ddot[t];

```

(* 2. Графік кутової швидкості другої зведеної маси *)

```
plot2 = Plot[φ2dot{t}], {t, 0, t2},
  PlotLabel → Style["Кутова швидкість другої зведеної маси φ2'(t)", 14],
  AxesLabel → {"Час t, с", "φ2', рад/с"},
  PlotStyle → {Red, Thick},
  GridLines → Automatic,
  ImageSize → Large,
  PlotRange → All
];
```

(* 3. Графік кутового прискорення першої зведеної маси *)

```
plot3 = Plot[φ1ddot{t}], {t, 0, t2},
  PlotLabel → Style["Кутове прискорення першої зведеної маси φ1''(t)", 14],
  AxesLabel → {"Час t, с", "φ1'', рад/с2"},
  PlotStyle → {Green, Thick},
  GridLines → Automatic,
  ImageSize → Large,
  PlotRange → All
];
```

(* 4. Графік кутового прискорення другої зведеної маси *)

```
plot4 = Plot[φ2ddot{t}], {t, 0, t2},
  PlotLabel → Style["Кутове прискорення другої зведеної маси φ2''(t)", 14],
  AxesLabel → {"Час t, с", "φ2'', рад/с2"},
  PlotStyle → {Orange, Thick},
  GridLines → Automatic,
  ImageSize → Large,
  PlotRange → All
];
```

(* 5. Графік зміни пружного моменту *)

```
plot5 = Plot[Mпруж{t}], {t, 0, t2},
  PlotLabel → Style["Пружний момент приводу Mпруж(t)", 14],
  AxesLabel → {"Час t, с", "Mпруж, Н·м"},
  PlotStyle → {Purple, Thick},
  GridLines → Automatic,
  ImageSize → Large,
  PlotRange → All
];
```

(* 6. Графік зміни рушійного моменту *)

```

plot6 = Plot[Mруш[t], {t, 0, t2},
  PlotLabel → Style["Рушійний момент приводу Mруш(t)", 14],
  AxesLabel → {"Час t, с", "Мруш, Н·м"},
  PlotStyle → {Brown, Thick},
  GridLines → Automatic,
  ImageSize → Large,
  PlotRange → All
];

```

(* 7. Графік зміни потужності *)

```

plot7 = Plot[P[t], {t, 0, t2},
  PlotLabel → Style["Потужність приводу P(t)", 14],
  AxesLabel → {"Час t, с", "P, Вт"},
  PlotStyle → {Magenta, Thick},
  GridLines → Automatic,
  ImageSize → Large,
  PlotRange → All
];

```

(* Виведення всіх графіків *)

```

Grid[{
  {plot1, plot2},
  {plot3, plot4},
  {plot5, plot6},
  {SpanFromLeft, plot7}
}, Spacings → {2, 2}]

```

(* Розрахунок максимальних та середніх значень *)

```
Print["\n=== ХАРАКТЕРИСТИКИ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ ==="];
```

(* Максимальні значення *)

```

maxφ1dot = φ1dot[t1];
maxφ2dot = φ2dot[t1];
maxφ1ddot = Abs[φ1ddot[0]]; (* максимум на початку *)
maxφ2ddot = Abs[φ2ddot[0]]; (* максимум на початку *)
maxMпруж = NMaxValue[{Abs[Mпруж[t]], 0 ≤ t ≤ t1}, t];
maxMруш = NMaxValue[{Mруш[t], 0 ≤ t ≤ t1}, t];
maxP = NMaxValue[{P[t], 0 ≤ t ≤ t1}, t];

```

(* Середні значення *)

```
avgφ1dot = NIntegrate[φ1dot[t], {t, 0, t1}]/t1;
```

```

avgφ2dot = NIntegrate[φ2dot[t], {t, 0, t1}]/t1;
avgφ1ddot = NIntegrate[Abs[φ1ddot[t]], {t, 0, t1}]/t1;
avgφ2ddot = NIntegrate[Abs[φ2ddot[t]], {t, 0, t1}]/t1;
avgMпруж = NIntegrate[Abs[Mпруж[t]], {t, 0, t1}]/t1;
avgMруш = NIntegrate[Mруш[t], {t, 0, t1}]/t1;
avgP = NIntegrate[P[t], {t, 0, t1}]/t1;

```

(* Додаткові характеристики *)

РН = 27.7; (* кВт *)

МН = 182.5; (* Нм *)

(* Коефіцієнт динамічності приводу *)

Кдин = maxMпруж/МН;

(* Перевантаження електродвигуна за потужністю *)

Кперевп = (maxP/1000)/РН;

(* Максимальна кутова деформація муфти *)

maxΔφ = maxMпруж/Сп; (* рад *)

maxΔφГрад = maxΔφ*180/3.14159; (* град *)

(* Перевантаження двигуна за крутним моментом *)

КперевМ = maxMруш/МН;

(* Середньоквадратичне значення пружного моменту (критерій оптимізації) *)

Мсер_кв = Sqrt[NIntegrate[Mпруж[t]^2, {t, 0, t1}]/t1];

(* Таблиця максимальних значень *)

```

tableMax = Grid[{
  {"Параметр", "Максимальне значення", "Одиниці виміру"},
  {"Кутова швидкість φ1'", NumberForm[maxφ1dot, {6, 2}], "рад/с"},
  {"Кутова швидкість φ2'", NumberForm[maxφ2dot, {6, 2}], "рад/с"},
  {"Кутове прискорення φ1''", NumberForm[maxφ1ddot, {6, 2}], "рад/с2"},
  {"Кутове прискорення φ2''", NumberForm[maxφ2ddot, {6, 2}], "рад/с2"},
  {"Пружний момент Mпруж", NumberForm[maxMпруж, {6, 2}], "Н·м"},
  {"Рухливий момент Mруш", NumberForm[maxMруш, {6, 2}], "Н·м"},
  {"Потужність P", NumberForm[maxP, {6, 2}], "кВт"},
  {"Коефіцієнт динамічності приводу Кдин", NumberForm[Кдин, {5, 3}], "-"},
  {"Перевантаження двигуна за потужністю", NumberForm[Кперевп, {5, 3}], "-"},
  {"Максимальна кутова деформація муфти", NumberForm[maxΔφГрад, {6, 3}], "град"},
  {"Перевантаження двигуна за моментом", NumberForm[КперевМ, {5, 3}], "-"}

```

```

},
Frame → All,
Dividers → {{2 → Black}, {2 → Black}},
Background → {None, {LightBlue, None}},
Spacings → {2, 1},
ItemStyle → {Automatic, {Bold, Automatic}},
Alignment → {{Left, Right, Center}, Center}
];

(* Таблиця середніх значень *)
tableAvg = Grid[{
{"Параметр", "Середнє значення", "Одиниці виміру"},
{"Кутова швидкість  $\varphi_1$ ", NumberForm[avg $\varphi_1$ dot, {6, 2}], "рад/с"},
{"Кутова швидкість  $\varphi_2$ ", NumberForm[avg $\varphi_2$ dot, {6, 2}], "рад/с"},
{"Кутове прискорення  $\varphi_1$ ", NumberForm[avg $\varphi_1$ ddot, {6, 2}], "рад/с2"},
{"Кутове прискорення  $\varphi_2$ ", NumberForm[avg $\varphi_2$ ddot, {6, 2}], "рад/с2"},
{"Пружний момент Мпруж", NumberForm[avgМпруж, {6, 2}], "Н·м"},
{"Рушійний момент Мруш", NumberForm[avgМруш, {6, 2}], "Н·м"},
{"Потужність Р", NumberForm[avgР, {6, 2}], "кВт"}
}],
Frame → All,
Dividers → {{2 → Black}, {2 → Black}},
Background → {None, {LightGreen, None}},
Spacings → {2, 1},
ItemStyle → {Automatic, {Bold, Automatic}},
Alignment → {{Left, Right, Center}, Center}
];

(* Виведення таблиць *)
Print["\n"];
Print[Style["МАКСИМАЛЬНІ ЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДУ", Bold, 16]];
Print[tableMax];

Print["\n"];
Print[Style["СЕРЕДНІ ЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ПРИВОДУ", Bold, 16]];
Print[tableAvg];

Print["\n"];
Print[Style["КРИТЕРІЙ ОПТИМІЗАЦІЇ", Bold, 16]];
Print["Середньоквадратичне значення пружного моменту Мсер.кв = ",

```

16 |

```

NumberForm[Мсер_кв, {6, 2}], " Н·м"];

(* Перевірка відсутності коливань *)
Print["\n"];
Print[Style["АНАЛІЗ ОПТИМАЛЬНОГО РЕЖИМУ", Bold, 14]];
Print["Четверта похідна  $\varphi_2^{(4)}$  = ",  $\varphi_2^{(4)}$ [0.5], " (має дорівнювати 0)"];
Print["Відсутність коливань: ", If[ $\varphi_2^{(4)}$ [0.5] == 0, "ТАК ✓", "НІ ✗"]];
Print["Оптимальний режим мінімізує динамічні навантаження в приводі."];

=== ОПТИМАЛЬНИЙ РЕЖИМ ПУСКУ ===

Постійні інтегрування:
C1 = -303.6
C2 = 303.6
C3 = 0
C4 = 0

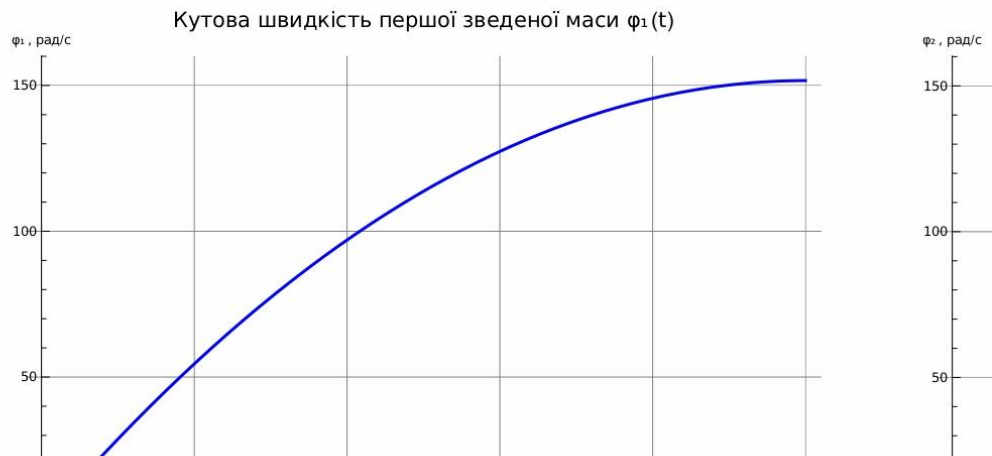
=== ПЕРЕВІРКА ФОРМУЛ ===

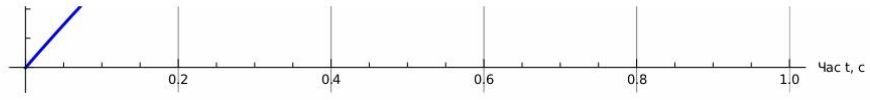
При t = 0.5 с:
 $\varphi_2$  = 151.8
Мпруж = 891.496 Н·м
 $\varphi_1$  = 151.8
Мруш = 1116.16 Н·м
 $\dot{\varphi}_1$  = 113.717
P = 126.926 кВт

=== ПОБУДОВА ГРАФІКІВ ===

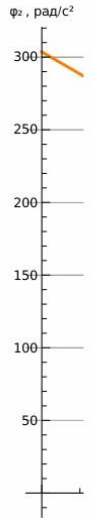
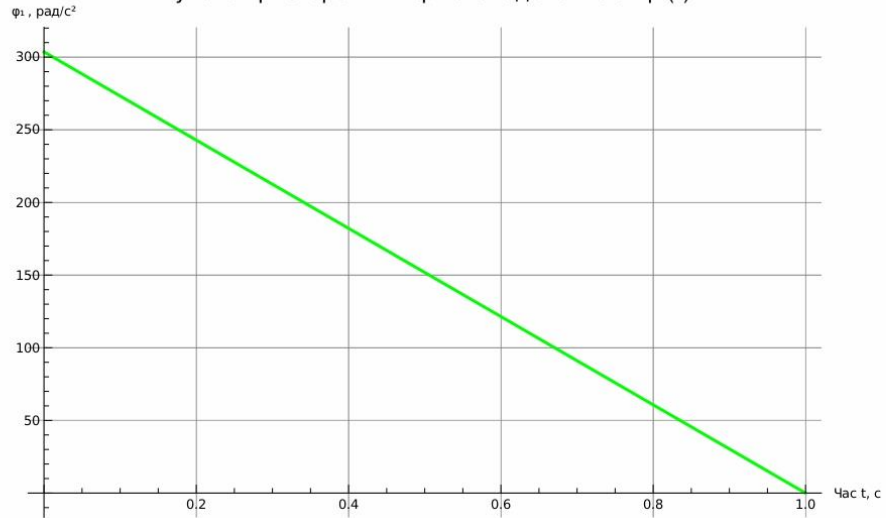
```

Out[870]=

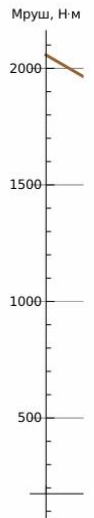
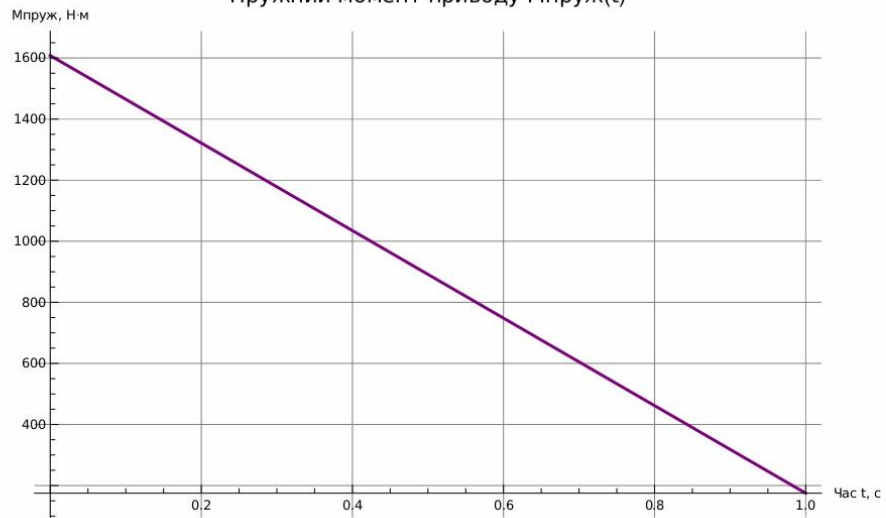




Кутове прискорення першої зведеної маси $\varphi_1(t)$



Пружний момент приводу $M_{\text{пруж}}(t)$



Р, Вт
[

Апробація

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЛАВРІНЕНКО ДЕНИС ГРИГОРОВИЧ

Наказ НУБіП України 2266 «С». 16.12.2024

2025 р.