

**Ловейкін Вячеслав Сергійович  
Ромасевич Юрій Олександрович  
Ляшко Анастасія Петрівна**

**Монографія**

**АНАЛІЗ ТА СИНТЕЗ  
ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ РУХУ  
МЕХАНІЗМІВ СТІЛОВИХ КРАНІВ**

**Київ – 2025**

Публікується за рішенням вченої ради Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол № 3 від 23 вересня 2025 р.).

Рецензенти:

**Кузьмінець Микола Петрович**, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри комп'ютерної, інженерної графіки та дизайну Національного транспортного університету, академік Транспортної академії України та Академії будівництва України;

**Почка Костянтин Іванович**, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри професійної освіти Київського національного університету будівництва і архітектури, член-кореспондент Академії педагогічних наук України;

**Головач Іван Володимирович**, доктор технічних наук, професор, член-кореспондент НААН України, професор кафедри механіки Національного університету біоресурсів і природокористування України.

#### **Ловейкін В.С.**

Аналіз та синтез оптимальних режимів руху механізмів стрілових кранів. Монографія / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, А.П. Ляшко. – К.: ЦП „КОМПРІНТ”, 2025. – 381 с.

Монографія написана за результатами виконання науково-дослідної роботи у рамках базового фінансування Національного університету біоресурсів і природокористування України за напрямком „Технічні науки”. У роботі наведено результати математичного моделювання динаміки сумісного руху механізмів стрілових кранів, їхнього аналізу та розв'язання оптимізаційних задач керування сумісного руху декількох механізмів, а також обґрунтовано рекомендації щодо впровадження отриманих результатів у практику розробки систем керування рухом механізмів стрілових кранів.

Монографія призначена для наукових та інженерних працівників, а також може бути корисна аспірантам, магістрам та студентам технічних спеціальностей закладів вищої освіти.

## ВСТУП

В будівельному виробництві, зокрема при зведенні споруд інженерного захисту, широко використовуються баштові крани з балочною стрілою та стрілові самохідні крани. В цих кранах вантаж переміщується в просторі за рахунок роботи механізмів підйому, зміни вильоту та повороту. В багатьох випадках для підвищення продуктивності цих кранів здійснюється одночасна попарна робота механізмів. Може суміщатись робота механізмів зміни вильоту та повороту крана або зміни вильоту та підйому вантажу, або підйому вантажу та повороту крана. Проведений літературний огляд досліджень сумісної роботи кранових механізмів показує, що при суміщенні роботи механізмів в елементах конструкції та приводних механізмах виникають значні динамічні навантаження коливального характеру. Особливо небезпечними є просторові коливання вантажу на гнучкому підвісі під час проходження перехідних процесів. При цьому динамічні навантаження приводять до зниження надійності та продуктивності крана, підвищенню енергетичних витрат, а також піддають ризикам роботу стропальників та кранівників за рахунок розгойдування вантажу на гнучкому підвісі. Проблемі усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі та зниження динамічних навантажень в конструкціях і механізмах баштових та стрілових самохідних кранів присвячено значну кількість праць. Досліджувались питання зміни вильоту та підйому вантажу, а також інших механізмів для вантажопідйомних машин різного призначення. Однак такі дослідження проводились для випадків, коли один з механізмів працює в усталеному режимі, а інший здійснює перехідний процес. При цьому значна увага приділялась дослідженню низькочастотних коливань вантажу на гнучкому підвісі. Разом з тим, високочастотним коливанням в приводних механізмах та металоконструкціях при сумісній роботі механізмів в перехідних процесах приділялось недостатньо уваги. Важливою проблемою роботи баштових та самохідних стрілових кранів при сумісній роботі механізмів є встановлення причин виникнення просторових

коливань вантажу на гнучкому підвісі та методам і способам їхнього зменшення, а при можливості і повного усунення.

При дослідженні динаміки стрілових кранів в їхніх динамічних моделях не завжди враховуються пружні та дисипативні характеристики приводних механізмів, а також використовуються статичні механічні характеристики приводних двигунів. Необхідно зазначити, що детального аналізу динаміки руху механізмів стрілових кранів з урахуванням пружних та дисипативних властивостей приводних механізмів з динамічними механічними характеристиками двигунів у перехідних процесах на даний час досліджено не в повній мірі. Тому такі дослідження є актуальними і вимагають більш повного вивчення. Виходячи з наведеного, можна констатувати, що задача дослідження динаміки сумісного руху механізмів стрілових кранів є актуальною, оскільки відображає реальні умови їхньої роботи.

В представленій роботі будуть досліджені задачі динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту, а також механізму зміни вильоту та підйому вантажу. При цьому буде здійснене моделювання динаміки сумісного руху цих механізмів баштового та стрілового кранів, а також розрахунок кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик механізмів за допомогою розроблених комп'ютерних програм. Крім того, будуть проаналізовані результати динамічного аналізу сумісного руху кранових механізмів, які дадуть можливість підвищити ефективність роботи баштових та стрілових самохідних кранів.

При сумісній роботі механізмів в елементах конструкції крана, приводних механізмах та вантажу на гнучкому підвісі інтенсифікуються коливальні процеси. Найбільшу небезпеку ці коливання становлять, коли механізми здійснюють процеси пуску або гальмування. Негативні наслідки цих ефектів проявляються у зниженні концентрації оператора крана, виникненні додаткових динамічних навантажень у елементах механізмів крана та крановій металоконструкції, що, у свою чергу, зумовлює зниження надійності і довговічності самого крана.

Однією з основних причин виникнення підвищених динамічних навантажень в елементах конструкцій стрілових та баштових кранів є величина та характер зміни рушійних сил приводних механізмів. Тому вибір законів зміни рушійних сил та моментів приводних механізмів при їх сумісній роботі, які приводять до зменшення високочастотних коливань елементів конструкцій та низькочастотних коливань вантажу на гнучкому підвісі є досить важливою і актуальною задачею підвищення ефективності стрілових та баштових кранів. Також ефективність роботи кранів в значній мірі залежить від вибору траєкторій переміщення вантажу при сумісній роботі механізмів. Переміщення вантажу по оптимальній траєкторії дозволяє забезпечити відсутність небезпеки зіткнення вантажу із об'єктами (перешкодами) у робочій зоні крана.

В зв'язку з чим виникає потреба в розв'язанні оптимізаційних задач. В представленій роботі запропоновано ряд оптимізаційних задач вибору траєкторії руху вантажу, визначенню оптимальних режимів сумісного руху кранових механізмів, які мінімізують дію динамічних навантажень та зменшують енергетичні витрати. Одним із підходів, який дозволяє усунути небажані явища при роботі стрілових кранів, є оптимізація перехідних режимів руху механізмів. Тому визначення оптимальних режимів сумісного руху механізмів під час перехідних процесів, які мінімізують коливальні процеси в механізмах та вантажу на гнучкому підвісі, є важливим напрямком досліджень сумісної роботи кранових механізмів. При цьому здійснюється моделювання динаміки сумісного руху механізмів стрілового та баштового кранів, а також розрахунок і аналіз динамічних та енергетичних характеристик механізмів. Крім того, будуть проаналізовані результати оптимальних (за різними критеріями) режимів руху механізмів, які дадуть можливість підвищити ефективність роботи вантажопідйомних кранів при здійсненні процесів пуску та гальмування.

Комплекс теоретичних розрахунків, які виконані на попередніх етапах роботи, дав змогу отримати узгоджені оптимальні закони руху окремих

механізмів стрілових кранів, які забезпечують зниження тривалості виконання процесів переміщення вантажів (елементів споруд інженерного захисту), зниження ризиків передчасного виходу з ладу елементів механізмів кранів, зниження навантаження на оператора крана тощо. Ці та інші фактори, які викликані застосуванням оптимального керування, дозволяють підвищити продуктивність та надійність роботи стрілових кранів.

Фінальним етапом оптимізації режимів руху стрілових кранів є розробка системи керування рухом механізмів. Вона забезпечує реалізацію керування приводними механізмами таким чином, щоб рух окремих ланок крана та вантажу відповідав оптимальним законам. При цьому увага повинна приділятися двом напрямкам: 1) раціональному вибору сенсорних пристроїв, керованих приводів, мікропроцесорних засобів, а також розробці конфігурації апаратної частини, яка б найкраще відповідала умовам роботи крана; 2) розробці алгоритмічного (програмного) забезпечення процесу керування, яке дозволяє узгодити структурну та часову роботу всіх апаратів системи керування. У монографії цим питанням приділена значна увага із наведенням конкретних рекомендацій щодо розробки системи керування рухом механізмів стрілового крана.

Вклад всіх авторів у написання розділів роботи рівноцінний. Муштин Д.І. був залучений до написання матеріалу п. 1.1, п.п. 1.1.1 та п.п. 1.1.2. Великоіваненко Д.І. був залучений до написання матеріалу п. 3.1.

# РОЗДІЛ 1

## ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РЕЖИМІВ СУМІСНОГО РУХУ МЕХАНІЗМІВ БАШТОВОГО КРАНУ

### 1.1 Загальні відомості про конструкції та режими роботи механізмів зміни вильоту вантажу та повороту баштового крана

Механізм повороту крана призначений для обертання поворотної частини крана відносно осі повороту. Механізми повороту кранів розрізняються між собою за параметрами, конструктивним виконанням окремих ділянок кінематичних ланцюгів, що визначається призначенням і конструкцією крана, умовами експлуатації, навантаженнями та іншими особливостями [1].

У поворотних кранах широке застосування знаходять дві схеми розташування механізмів повороту. Найбільш часто механізми повороту розташовані на поворотній частині крана (рис. 1.1).

Механізм, що зображено на рис. 1.1, включає електродвигун 3, який з'єднаний муфтою 2 з черв'ячним редуктором, що має горизонтальний черв'як, і вертикальний вихідний вал. На кінці вихідного валу закріплена шестерня 5, яка входить в зачеплення із зубчастим колесом 4, закріпленим на неповоротній частині крана. При роботі механізму повороту шестерня 5 взаємодіє із зубчастим вінцем 4, в результаті чого поворотна частина крана приводиться в рух [1].

На іншій схемі розташування механізму повороту основна частина елементів кінематичного ланцюга розташована на неповоротній частині крана, а на поворотній частині жорстко закріплений зубчастий або цівковий вінець, з яким знаходиться в зачепленні привідна шестерня або зірочка вихідного валу редуктора.

При роботі механізму повороту разом з зубчастим або цівковими вінцями повертається і поворотна частина крана.

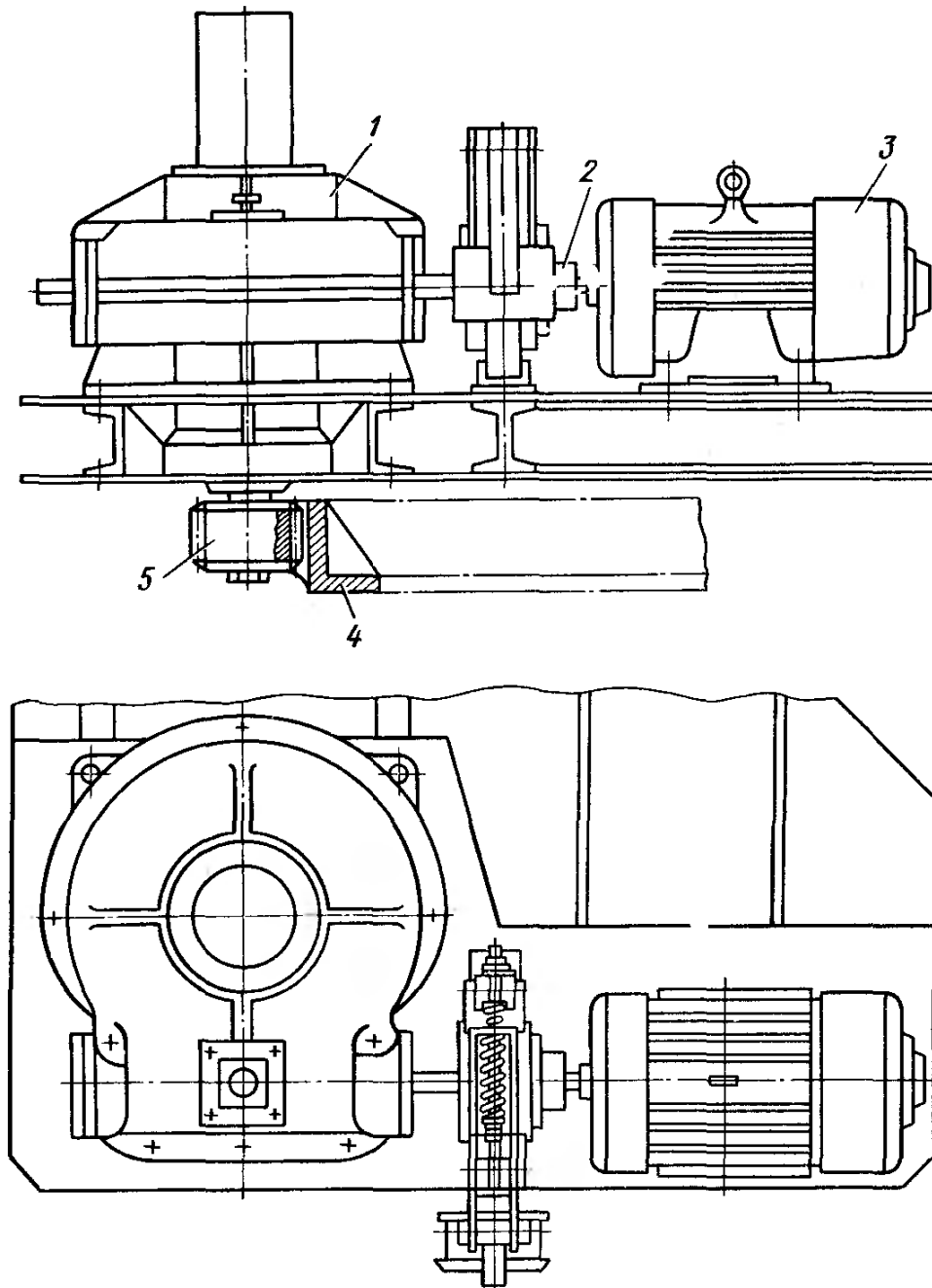


Рисунок 1.1 – Механізм повороту крана з черв'ячним редуктором

Для зменшення електричних та інших ланцюгів керування між поворотною та неповотною частинами крана механізм повороту розміщують, як правило, в тій частині крана, в якій знаходиться система керування його механізмами [1].

Частота обертання крана визначається виходячи з його продуктивності, однак надмірне збільшення частоти обертання призводить до розгойдування вантажу на гнучкому підвісі, що, в свою чергу, приводить до зниження

продуктивності крана. Тому частота обертання крана зазвичай знаходиться в межах 0,75-3,5 об/хв. При частоті обертання ротора електродвигуна 760-1000 об/хв. необхідно забезпечити передаточне число від 200 до 1000. Конструктивно механізми повороту складаються з редуктора (з передаточним числом 30-40) і відкритої зубчастої передачі (з передаточним числом 10-25). Редуктори механізмів повороту виконують за різними кінематичними схемами. Найбільш часто використовують схеми з черв'ячним редуктором при горизонтальному розташуванні вала електродвигуна або з циліндричним редуктором при вертикальному розташуванні валів редуктора і фланцевого електродвигуна [1].

Для забезпечення великих передаточних чисел приводу механізму повороту баштового крана доцільно використати планетарний редуктор (рис. 1.2). Кінематична схема механізму повороту баштового крана, що зображена на рис. 1.2, включає електродвигун 2 з двома вихідними кінцями валів і планетарний редуктор, який встановлений на поворотній частині крана. На верхньому кінці валу електродвигуна закріплений гальмівний шків 1, на який накладаються колодки гальма. Електродвигун за допомогою фланцевої вставки приєднаний до верхньої частини планетарного редуктора. Нижній кінець валу електродвигуна за допомогою зубчастої муфти з'єднаний з вхідним валом планетарного редуктора. Планетарний редуктор має корпус 5, всередині якого по висоті нерухомо встановлені три зубчасті вінця 3 з внутрішнім зачепленням. Відстань між цими вінцями фіксується дистанційними кільцями. Кожен зубчастий вінець 3 знаходиться в зачепленні з трьома сателітами 8 і закріпленими на цапфах водил 7. У маточинах двох верхніх водил 7 на шліцах закріплені вали-шестерні, що знаходяться в зачепленні з наступною групою сателітів 8 з трьох коліс.

В третьому (нижньому) водилі 7 за допомогою шліців і торцевої шайби закріплений вихідний вал редуктора, на нижньому кінці якого нерухомо насаджена вихідна шестерня 6, що взаємодіє із зубчастим вінцем, встановленим на неповоротній частині крана.

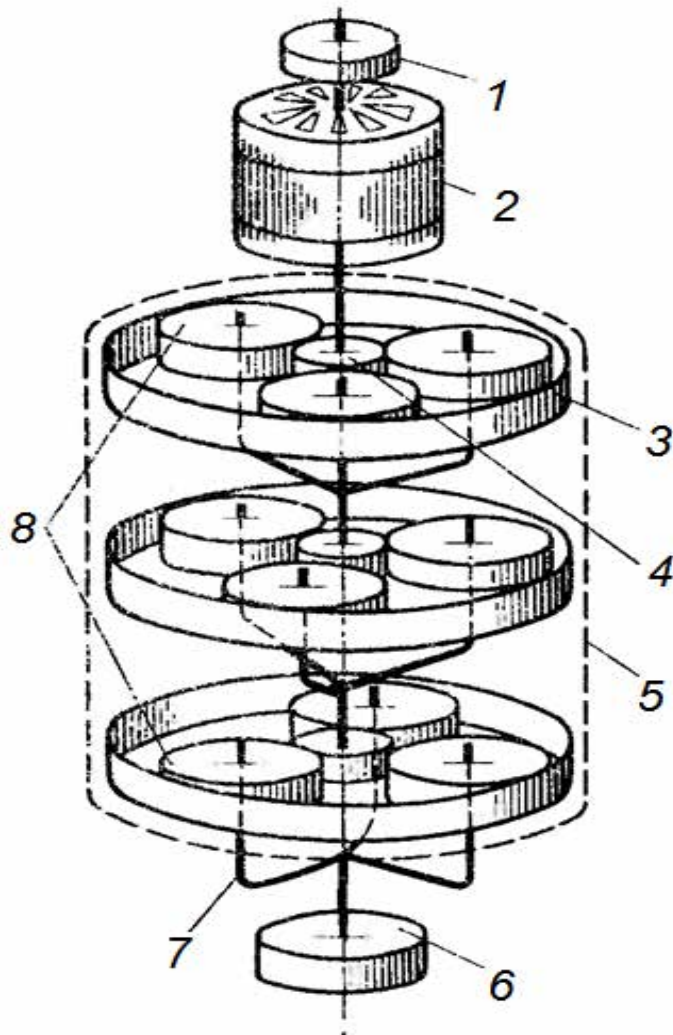


Рисунок 1.2 – Механізм повороту баштового крана з планетарним редуктором

У центральній частині редуктора між валами, закріпленими в маточинах водил, передбачені упорні кулькові підшипники, що фіксують положення елементів редуктора по висоті [1].

Обов'язковим елементом приводу механізмів повороту та зміни вильоту вантажу баштових кранів є гальмо. Ця вимога регламентована „Правилами охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання” [2]. В Правилах зазначено, що „гальма на механізмах повертання мають бути встановлені на всіх вантажопідіймальних кранах, що працюють просто неба, а також на кранах, що працюють у приміщенні (група класифікації (режиму роботи) механізму

М2 і вище)”. Крім того, згідно вказаних норм у механізмах повертання вантажопідіймальних кранів мають застосовуватися гальма нормально закритого типу. Як правило, гальмівний шків встановлюють на швидкохідному валу редуктора (досить часто біля муфти, яка з’єднує вал електродвигуна і вал редуктора).

Для переміщення вантажного візка по стрілі крана, зазвичай, застосовують два канати, одні кінці яких закріплені за візку, а інші – на барабані лебідки назустріч один одному. Залежно від розташування лебідки (на консолі противаги або на стрілі) у механізмі зміни вильоту вантажу баштових кранів застосовують одну зі схем запасовки канатів (рис. 1.3) [3].

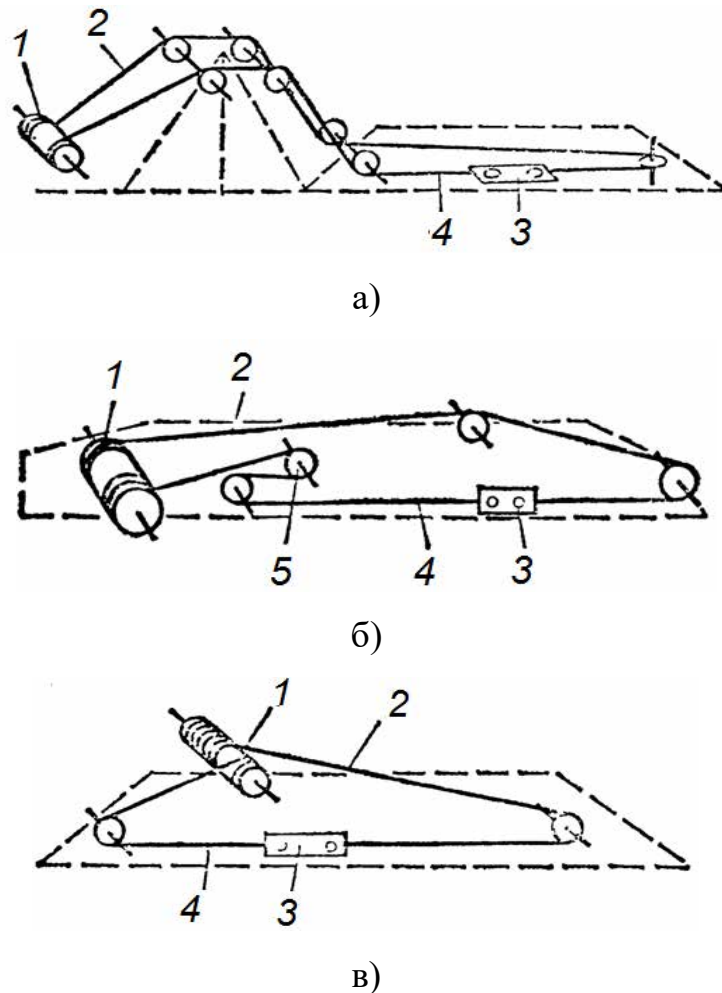


Рисунок 1.3 – Схеми запасовки канатів переміщення вантажного візка кранів: а) БКСМ-5-5А з розташуванням лебідки та консолі противаги; б) К503 з розташуванням лебідки на стрілі; в) КБ-674 з розташуванням лебідки на стрілі

На рис. 1.3 позначено: 1 – барабан лебідки переміщення візка; 2 та 4 – канати; 3 – вантажний візок; 5 – відхиляючий блок.

На крані БКСМ-5-5а (рис. 1.3, а) канат 2, пройшовши по блоках оголовка і стріли, закріплюється на вантажному візку 3. Другий канат 4 з іншого кінця візка проходить аналогічно першому і кріпиться на барабані лебідки назустріч канату 2. Для вибору слабину канатів, яка з'являється від того, що канат розтягується під навантаженням, служить барабан з храповим пристроєм, закріплений на візку. За цей барабан закріплюється кінець довгого канату 2.

Запасовка канатів кранів КБ-503 (рис. 1.3, б) і КБ-674 (рис. 1.3, в) не має принципової відмінності від описаної вище схеми. Лебідки цих кранів розташовані на стрілі, в зв'язку з чим зменшено кількість відхиляючих блоків. На крані КБ-503 для кращого намотування канату на барабан збільшено відстань до першого блоку шляхом введення відхиляючого блоку 5 [3].

Для оцінки нормованої тривалості експлуатації баштових кранів наведемо дані, які визначаються Правилами [2] (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Призначений строк служби (граничний строк експлуатації) обладнання

Вид обладнання	Група класифікації (режим роботи)	Призначений строк служби, років
Крани баштові вантажопідіймальністю:		
- до 10 тонн включно	A4	10*
- понад 10 тонн	A4	16*
Крани баштові приставні	A4	16*
Крани баштові для гідротехнічного будівництва та укладки бетону	A6	10*
	A7	8*

\*Призначений строк служби (граничний строк експлуатації) розрахований для 1,5 змінної роботи. У разі роботи крана більше, ніж 1,5 зміни граничний строк експлуатації має бути відповідно скоригований.

Як видно з табл. 1.1 тривалість експлуатації баштових кранів не перевищує 16 років, а у випадках більш інтенсивної експлуатації, ніж нормована, строк їх служби зменшується.

### **1.1.1 Аналіз кількості наукових та науково-технічних публікацій за темою дослідження**

Для того, щоб провести аналіз кількості наукових та науково-технічних публікацій за темою дослідження були використані дані, які отримані при роботі з наукометричними базами даних Scopus, Web of Science, Google Scholar. Для аналізу кількості патентних документів використано дані, що отримані при роботі з сайтом патентного відомства Німеччини [4].

При роботі з наукометричною базою даних Google Scholar були сформовані чотири запити та встановлено кількість джерел, які індексуються базою протягом 2011-2020 років (на 5 березня 2021 року). Всі отримані дані наведені у таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Кількість наукових праць, які проіндексовані наукометричною базою даних Google Scholar протягом 2011-2020 років

Запит за фразою	Кількість джерел
«optimal control of luffing mechanism»	328
«dynamics of luffing mechanism»	525
«optimal control of slewing mechanism»	2750
«dynamics of slewing mechanism»	3410

У наукометричній базі даних Scopus було сформовано декілька запитів та проведено пошук індексованих наукових публікацій за назвою статті, коротким описом та ключовими словами.

Робота із наукометричною базою даних Scopus дала змогу спостерігати динаміку зміни кількості наукових праць за роками та визначити загальну кількість праць у цій базі. У результаті отримано кількісні дані, які зведено до таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 – Кількість публікацій за темою дослідження у наукометричній базі даних Scopus протягом 2011-2020 років

Рік										Всього в базі
2020	2019	2018	2017	2016	2015	2014	2013	2012	2011	
Запит за фразою «tower crane trolley»										
5	11	3	4	2	-	3	5	3	2	47
Запит за фразою «tower crane slewing»										
3	4	1	3	-	1	2	4	2	-	39
Запит за фразою «tower crane dynamics»										
12	13	7	3	5	6	12	14	3	3	112
Запит за фразою «tower crane optimal control»										
3	3	1	1	-	2	6	5	1	-	32

Крім того, в таблиці 1.4 наведено країни, науковці яких мають найбільшу кількість публікацій за тематикою дослідження (всі результати були отримані за використаними запитом-фразами з табл. 1.3).

Таблиця 1.4 – Топ країн за кількістю публікацій у наукометричній базі даних Scopus протягом 2011-2020 років

Запит за фразою «tower crane trolley»								
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Країна	Китай	США	Південна Корея	Словаччина	Іран	Нідерланди	Польща	Інші країни
Кількість публікацій	16	9	6	4	2	2	2	16

Продовження таблиці 1.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Запит за фразою «tower crane slewing»								
Країна	Китай	Німеччина	США	Південна Корея	Японія	Ізраїль	Італія	Інші країни
Кількість публікацій	10	6	5	4	2	1	1	14
Запит за фразою «tower crane dynamics»								
Країна	Китай	США	Японія	Південна Корея	Єгипет	Німеччина	Італія	Інші країни
Кількість публікацій	34	15	7	6	4	4	4	54
Запит за фразою «tower crane optimal control»								
Країна	США	Китай	Канада	Нігерія	Румунія	Австралія	Австрія	Інші країни
Кількість публікацій	7	5	2	2	2	1	1	19

У таблиці 1.5, яка подана нижче, наведено кількість наукових праць, що проіндексовані наукометричною базою даних Web of Science і відповідають попередньо сформованим запитам.

Таблиця 1.5 – Кількість публікацій за темою дослідження у наукометричній базі даних Web of Science протягом 2011-2020 років

Рік										Всього в базі
2020	2019	2018	2017	2016	2015	2014	2013	2012	2011	
Запит за фразою «tower crane trolley»										
4	9	1	3	1	-	2	3	-	1	30
Запит за фразою «tower crane slewing»										
1	3	1	3	-	-	1	4	1	-	22
Запит за фразою «tower crane dynamics»										
23	21	7	8	11	5	12	10	4	2	131
Запит за фразою «tower crane optimal control»										
2	3	-	-	1	1	2	-	-	-	13

Запит на сайті патентного відомства Німеччини виконувався за класами патентів В66С 23/84 „Крани, що містять консольну балку, стрілу або трикутну конструкцію, встановлену з можливістю поступального або обертального руху в вертикальній або горизонтальній площині або з можливістю поєднання таких рухів, наприклад стрілові крани, консольні крани, щоглові крани, дерик-крани, баштові крани. Поворотні механізми” та В66С 23/62 „Крани, що містять консольну балку, стрілу або трикутну конструкцію, встановлену з можливістю поступального або обертального руху в вертикальній або горизонтальній площині або з можливістю поєднання таких рухів, наприклад стрілові крани, консольні крани, щоглові крани, дерик-крани, баштові крани. Конструктивні елементи”. Результати кількості патентів, які отримані у світі у 2011-2020 роках, наведено у таблиці 1.6.

З таблиці 1.6 видно, що починаючи з 2011 р. і до 2020 р. спостерігається стійка тенденція до збільшення патентів за обома класами В66С23/84 і В66С23/62.

Таблиця 1.6 – Кількість патентів, які отримані за класами В66С 23/84 та В66С 23/62 у 2011-2020 роках (у світовому масштабі)

Клас патентів	Рік									
	2020	2019	2018	2017	2016	2015	2014	2013	2012	2011
В66С 23/84	754	378	489	323	242	292	224	183	141	120
В66С 23/62	2379	1572	1722	1315	1163	1264	988	759	557	393

Проведений кількісний аналіз патентних документів, які опубліковані за останні 10 років за тематикою дослідження, дозволив виявити зацікавленість науково-прикладними задачами синтезу конструкцій і оптимального керування механізмами зміни вильоту та повороту баштового крана. Вказані тенденції поширюються на всі технологічно-розвинені країни світу.

З наведеного можна зробити висновок, що в світі існує проблема з вирішення задач розробки конструкцій та оптимального керування рухом механізмами зміни вильоту вантажу та повороту баштовими кранами. Це підтверджує актуальність обраного напрямку досліджень.

### 1.1.2 Аналіз змісту наукових публікацій з динаміки та оптимізації механізмів зміни вильоту вантажу та повороту баштового крана

У роботі Вайнсона А.А. [5] розрахунок динамічних навантажень при роботі механізму повороту крана проведений на основі динамічної моделі із зосередженими масами. Інтегрування відповідної математичної моделі при умові початку руху зі стану спокою та при постійному русійному зусиллю дозволив отримати вираз для визначення пружного крутного моменту у механізмі повороту крана:

$$M = M_{cm} + \frac{J_k}{J_k + J_p} M_{надл}(1 - \cos pt) + \frac{J_k}{J_k + J_p} mR^2 \omega \left( 1 + \frac{\frac{\beta^2}{p^2} \cos pt - \cos \beta t}{1 - \frac{\beta^2}{p^2}} \right), \quad (1.1)$$

де  $M_{cm}$  та  $M_{надл}$  – момент статичного опору та надлишковий (рушійний) момент відповідно;  $J_p$  та  $J_k$  – відповідно моменти інерції обертових частин механізму повороту крана до пружного елемента (до якого виконується зведення) та після нього;  $R$  – виліт вантажу;  $\omega$  – кутова швидкість повороту крана;  $m$  – маса вантажу;  $\beta$  та  $p$  – власні частоти коливань системи, які спричинені низькочастотними маятниковими коливаннями вантажу та високочастотними коливаннями пружного елемента приводу механізму повороту крана. Вони визначаються наступним чином:

$$\begin{cases} \beta = \sqrt{\frac{g}{l}}; \\ p = \sqrt{\frac{(J_k + J_p)c_n}{J_k J_p}}, \end{cases} \quad (1.2)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння;  $l$  – довжина гнучкого підвісу вантажу;  $c_n$  – зведений коефіцієнт пружності елемента приводу, до якого виконується зведення.

У формулі (1.1) перший доданок визначає вплив статичного опору у механізмі, другий – надлишкового (рушійного) моменту, а третій – момент від коливань вантажу [5].

Для механізму зміни вильоту вантажу можна навести аналогічні вирази. Аналізуючи отримані залежності (1.1) і (1.2) можна прийти до висновку, що максимальне значення динамічного моменту, який діє у пружному елементі механізму повороту не залежить від пружних властивостей механізму. Дійсно, поклавши  $\cos pt = -1$  та  $\cos \beta t = -1$ , отримуємо вираз для визначення максимальної величини моменту:

$$M_{\max} = M_{cm} + 2 \frac{J_k}{J_k + J_p} M_{надл} + 2 \frac{J_k}{J_k + J_p} m R^2 \omega. \quad (1.3)$$

Аналогічний висновок справедливий і для механізму зміни вильоту вантажу. Отже, для того, щоб зменшити шкідливу дію динамічних навантажень необхідно: 1) збільшувати інерційні властивості приводу;

2) зменшувати надлишковий момент (зусилля) приводних механізмів. Перший спосіб конструктивно полягає у введенні у кінематичні ланцюги маховиків. Це призводить до збільшення тривалості пуску механізмів, що негативно впливає на його енергетичні показники та зменшує продуктивність крана. Тому доцільним напрямком забезпечення прийняттого рівня динамічних навантажень при незначних енерговитратах у приводі є керування його надлишковим моментом.

У роботі [6] Гайдамакою В.Ф. отримано вираз для знаходження максимальних динамічних навантажень: спочатку виконується побудова динамічної моделі механізмів, записуються рівняння руху зведених мас систем, а потім проводиться інтегрування рівнянь при нульових початкових умовах та за умови постійного значення рушійного моменту чи зусилля. Різниця у розрахунках з попередньою роботою полягає у додатковому врахуванні моменту, який створюється силами тертя, нахилом крана до горизонту та вітровими навантаженнями. Крім того, Гайдамака В.Ф. у розрахунках не врахував дію відцентрового зусилля.

У роботі Шеффлера М., Дресига Х., Курта Ф. [7] акцент зроблено на встановленні величин кутів відхилення вантажу від вертикалі у площині руху візка та у перпендикулярній до нього площині. Такий підхід зумовлений тим, що у багатьох розрахункових методиках для елементів баштових кранів необхідно знати величини кутів відхилення вантажу від вертикалі. Автори навели результати власних досліджень та порівняли їх із вже відомими.

Загалом підхід щодо визначення динамічних навантажень, при якому рушійне зусилля приймається постійним, є доволі спрощеним. В ньому не відображаються особливості механічної характеристики приводних механізмів, які у багатьох випадках є значимим фактором при дослідженні динаміки механізмів повороту крана та зміни вильоту вантажу.

Комаров М.С. у своїх дослідженнях [8] на основі розробленої математичної моделі сумісних рухів зведених мас механізмів крана при його повороті та зміни вильоту вантажу (руху візка вздовж стріли) знайшов вираз,

який описує максимальне динамічне зусилля, що діє на візок перпендикулярно до стріли крана. Останнє включає три складові: силу Кориоліса  $F_1$ , силу інерції  $F_2$  і силу, яка створюється натягом канату  $F_3$ :

$$(F_1 + F_2 + F_3)_{\max} = \omega v(m_0 + m_2) + \frac{m_2 \omega L}{t_1} \sqrt{1 + \frac{v^2 l}{L^2 g}} + \frac{\omega L}{t_1} (m_0 + m_1 + m_2), \quad (1.4)$$

де  $L$  – найбільший виліт вантажу;  $v$  – швидкість переміщення візка;  $m_0, m_1, m_2$  – зведені маси відповідно візка, крана (зведення виконується до місця

розташування візка, тому  $m_1 = \frac{I}{L^2}$ , де  $I$  – момент інерції крана) та вантажу.

Вираз (1.4) отримано за умови найбільш небезпечного поєднання величин сил  $F_1, F_2$  та  $F_3$ . Крім того, Комаров М.С. отримав вираз, який подібний до (1.1), та дозволяє встановити максимальну величину крутного моменту, що діє у пружному елементі механізму повороту крана при його розгоні:

$$M_{\max .n} = M_{cm} + 2M_{надл} \frac{J_k + mR^2}{J_k + J_p + mR^2} \quad (1.5)$$

та при гальмуванні:

$$M_{\max .z} \approx \frac{M_{cm}(J_k - J_p)}{J_k + J_p} + 2M_{надл} \frac{J_k + mR^2}{J_k + J_p + mR^2}. \quad (1.6)$$

Користуючись виразами (1.5) і (1.6), автор дав оцінку величинам максимальних моментів у пружному елементі для обох режимів:  $M_{\max .n} \approx (2,7 \dots 4,6)M_{cm}$  та  $M_{\max .z} \approx (2,8 \dots 3,7)M_{cm}$ .

У технічних документах на механізми повороту баштових кранів іноземних виробників [9] також наводяться вирази для оцінки динамічних навантажень у механізмі повороту крана для розгону:

$$M_{\max .n} = M_{cm} + (\lambda M_{ном} - M_{cm}) \frac{J}{J + J_0} \quad (1.7)$$

та для гальмування:

$$M_{\max .z} = -M_{cm} + \left( \frac{M_{зальви}}{\eta} i + M_{cm} \right) \frac{J}{J + J_0}, \quad (1.8)$$

де  $\lambda$  – перевантажувальна здатність електродвигуна;  $M_{ном}$  – номінальний момент електродвигуна;  $J$  та  $J_0$  – моменти інерції ротора електродвигуна та зведений до вала електродвигуна момент інерції елементів, що знаходяться після пружного з'єднання (муфти, редуктори, передачі тощо) відповідно;  $\eta$  – ККД передач механізму;  $i$  – передаточне число приводу механізму.

Гохберг М.М. у роботі [10] вказав комбінації дій навантажень, які повинні використовуватись при розрахунках механізмів баштових кранів: власну вагу, вагу вантажу із захватним органом, інерційні навантаження, сили від нахилу крана, сили, що спричинені вітровим навантаженням, а також монтажні і транспортні навантаження. Автор вказує, що у випадку невеликої кутової швидкості повороту крана допустимо використовувати вирази, які відносяться до динаміки двомасових систем, що описані у роботах [9, 11, 12]. При цьому надлишкове зусилля необхідно замінити на відповідний момент поділений на величину вильоту вантажу.

Одним із важливих факторів, які визначають динамічні навантаження у елементах баштового крана є коливання вантажу на гнучкому підвісі. Такі коливання мають складний характер і виникають у площині вильоту вантажу та у перпендикулярній площині. Крім того, вони викликають складність позиціонування вантажу. Їх усунення є доволі складною задачею, з якою досвідчені кранівники справляються ціною постійного контролю механізмів повороту крана та зміни вильоту вантажу. Для того, щоб встановити основні фактори, які впливають на їх виникнення потрібно синтезувати математичні моделі руху зведених мас механізмів баштових кранів.

У статтях [13, 14] розроблено математичну модель стрілової системи крана з двома ступенями вільності. Автори дослідили рівномірний і

рівноприскорений поворот ведучої ланки (стріли крана). Для дослідження коливань на гнучкому підвісі також використані нелінійні моделі [15].

У роботі [16] досліджено динаміку баштового крана при умові маятникових коливань вантажу (вони змодельовані як лінійні). Металоконструкція баштового крана описана за допомогою методу кінцевих елементів. Аналіз динамічних навантажень проведено із використанням розробленого авторами підходу, який ґрунтується на чисельних методах. У роботі встановлено, що кранова металоконструкція найбільше реагує на впливи, які мають частоти перших декількох гармонік коливань металоконструкції та коливань вантажу. Крім того, динамічні навантаження, як правило, збільшуються зі збільшенням кута відхилення вантажу від вертикалі.

У статті [17] досліджено коливання вантажу як подвійного маятника. Досліджено випадки лінійної та нелінійної моделей коливань. Результати теоретичних розрахунків були перераховані шляхом проведення експериментальних досліджень на лабораторній установці баштового крана. Крім того, у статті досліджено метод керування рухом механізмами крана, який дозволяє усувати маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі. Ефективність реалізації керування досліджена для локального та телеопераційного варіантів.

У роботі [18] баштовий кран моделюється як багатомасова система. Рух окремих мас описується системою диференціальних рівнянь, які можна інтегрувати у режимі реального часу. Теоретичні результати моделювання у роботі порівнюються з результатами експериментального дослідження реальної динаміки баштового крана. Звичайно, для проведення таких розрахунків необхідно мати достатньо потужні обчислювальні ресурси.

У статті [19] проведено аналіз наукових робіт в напрямку міцності, стійкості і впливу на стійкість зовнішнього динамічного навантаження баштових кранів. Більшість авторів вказують на недосконалість методів проектування баштових кранів, що не дозволяє врахувати піддатливість

металоконструкції крана і наявність додаткових навантажень. Автори для розв'язання задач динаміки металоконструкції баштових кранів пропонують використовувати метод кінцевих елементів.

У роботі [20] на основі рівнянь Ейлера-Лагранжа було проведено моделювання повороту крана. Аналіз отриманих результатів дозволив відслідкувати характер виникнення маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі та порівняти їх із результатами експериментальних досліджень. Для мінімізації коливань вантажу автори запропонували спосіб керування крутним моментом приводу механізму повороту крана.

У дисертаційній роботі [21] досліджено вплив маятникових коливань вантажу на механічні напруження металоконструкції крана для різних режимів його руху. На основі проведеного аналізу автор дав рекомендацію щодо положення візка на стрілі при умові вітрових поривів для зменшення ризиків аварійного обвалу крана.

У більшості робіт з оптимального керування рухом механізмів баштових кранів використано критерії швидкодії [22-29] та лінійно-квадратичні критерії [25, 32, 33, 38]. Всі ці роботи характеризуються вимогою усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі.

У роботі [22] модель баштового крана представлена у вигляді системи чотирьох нелінійних диференціальних рівнянь, які описують поворот башти, рух візка по стрілі та коливання вантажу на гнучкому підвісі у двох площинах (вздовж руху візка та перпендикулярно напрямку його руху). У постановці задачі використані обмеження на швидкість і прискорення візка, а також на швидкість і прискорення башти. Для знаходження квазіоптимального за швидкістю керування автори розробили алгоритм, який визначає параметри заданих наперед (базисних) кусочних функцій руху окремих мас системи. Результати теоретичних досліджень були апробовані шляхом проведення експериментальних лабораторних досліджень, що, однак, не дало змогу встановити практичну застосовність отриманих результатів.

У роботі [23], в якій використана нелінійна модель сумісної роботи декількох механізмів крана (поворот крана, рух візка та підйом вантажу), накладаються обмеження на прискорення башти, візка та вантажу. Для знаходження мінімуму критерію швидкодії використано градієнтний метод. Ця робота також не містить апробацій експериментальних досліджень у виробничих умовах, хоча теоретичні та лабораторні дані мають добрий збіг.

У статті [24] автори на основі спеціалізованого програмного забезпечення отримали оптимальні за швидкістю керування робочими рухами (обертання башти, підйом вантажу, пересування візка) баштового крана. Отримані результати можуть бути застосовані лише для випадків невеликих переміщень, оскільки задача розв'язана для випадку відсутності усталеного режиму руху механізмів. У роботі [25] автори розвинули підходи щодо усунення коливань вантажу обертових (у тому числі і баштових) кранів, використавши лінійно-квадратичний критерій оптимізації. Розв'язана у такій постановці задача проілюстрована графічними залежностями. Крім того, у даній роботі були розроблені питання реалізації керування, зокрема, вказана структура керованого приводного механізму.

Стаття [26] присвячена розробці оптимального за швидкістю керування рухом механізму повороту крана на основі використання принципу максимуму Л.С. Понтрягіна [27]. Використовуючи нелінійні рівняння руху системи, автори знайшли розв'язок задачі оптимальної швидкодії. Функцією керування була прийнята величина пропорційна до прискорення візка. Через це практична реалізація результатів роботи може викликати ускладнення.

У роботі [28] цей же метод використано для задачі оптимізації швидкодії повороту баштового крана. Однак, тут використана лінійна модель руху системи.

У роботі [29] було знайдено наближений розв'язок задачі оптимального за швидкістю керування механізмом повороту баштового крана. Модель, яка використана у розрахунках, є нелінійною із змінною довжиною гнучкого підвісу вантажу. Це досить ускладнило методику розв'язування задачі та не

дозволило у кінцевому випадку знайти її точний розв'язок. Проведений у роботі аналіз підходів привів авторів до висновку, про неможливість зведення математичної моделі системи до нормальної форми і не дала можливості застосувати принцип максимуму Понтрягіна.

У роботі [30] на основі результатів, які отримані для механізмів поступального переміщення крана [31] і які ґрунтуються на методі Л.С. Понтрягіна, було запропоновано компенсувати силу Коріоліса, яка виникає при повороті крана. Це дало змогу отримати оптимальний за швидкодією закон руху механізму повороту крана фактично без розв'язання задачі. У статті також наведено рекомендації стосовно реалізації оптимального керування за допомогою засобів керованого асинхронного електроприводу.

У роботі [32] на основі рівнянь Лагранжа другого роду отримана математична модель баштового крана, яка, будучи представленою у матричному вигляді, описує поворот башти, рух візка, підйом вантажу та його коливання у двох площинах. Використовуючи метод конструювання оптимальних регуляторів, автори роботи звели задачу мінімізації лінійно-квадратичного функціоналу до системи рівнянь Рікатті. Однак, застосовуючи критерій оптимізації, автори роботи не пояснили його фізичну сутність. Отримані у ході розрахунків результати були проаналізовані за допомогою побудованих графічних залежностей.

У дисертаційній роботі А.Л. Galafshani [33] побудовано математичну модель баштового крана та виконано постановку задачі усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі за умови мінімізації інтегрального функціоналу, який відображав квадратичні значення фазових координат руху системи. На положення окремих мас системи та їх швидкостей були накладені обмеження. Аналіз отриманих результатів показав, що деякі з них неможливо реалізувати на практиці.

Hanafy M. Omar та інші дослідники у роботах [34, 35] розвинули підходи щодо синтезу регуляторів руху механізмів баштових кранів, які б дозволяли

усувати коливання вантажу на гнучкому підвісі. Чисельні розрахунки, які наведені у роботах, відносяться лише до параметрів лабораторних моделей кранів та не відображають дію можливих зовнішніх збурень (наприклад, вітрових поривів). Ці результати бажано використовувати на початковій стадії синтезу оптимальних регуляторів лише у якості першого наближення.

Некласичні регулятори на основі fuzzy-логіки для задач керування рухом механізмів повороту крана та переміщення візка на стрілі розроблені у роботі [36]. Результати моделювання показують що отримані адаптивні fuzzy-регулятори дозволяють усувати коливання вантажу та є доволі робастними. У роботі також було досліджено вплив структури регулятора, зокрема, кількість експертних правил, на якість регулювання. Отримані результати не дають змогу виконати оптимальне переміщення механізмів, однак, вони є досить універсальними теоретичними напрацюваннями.

У роботі [37] проаналізовано різні підходи щодо усунення коливань вантажу при сумісній роботі механізму повороту крана та зміни вильоту вантажу. Встановлено, що реалізація оптимального керування вимагає більшої кількості датчиків, ніж інші способи: ПІД-регулювання (PID-control), задання форми законів руху (input shaping) та вузькополосна фільтрація (notch filtering). З іншої сторони оптимальне керування менш чутливе до неправильного визначення параметрів системи, наприклад, довжини гнучкого підвісу вантажу.

У роботі [38] застосовано підхід щодо визначення дискретних значень керування механізмом повороту баштового крана. Для цього застосовано модифікований метод рою часточок [39]. В результаті авторам вдалось побудувати керування, яке зводить до мінімуму комплексний силовий критерій, що відображав середньоквадратичне значення русійного моменту та швидкість його зміни в часі.

Питання реалізації оптимальних керувань механізмів баштових кранів, а також аналіз сучасних тенденцій у цій сфері наведено у статті [40]. На основі широкого аналізу робіт автори роботи виділили два класи систем керування:

програмної дії та із зворотнім зв'язком. Крім того, вони вказали переваги та недоліки використання кожного з цих класів.

Крім робіт по оптимізації керування рухом механізмів баштового крана існують і ті, в яких відображено розробки щодо оптимізації параметрів їх механізмів. Зокрема, у роботах [41, 42] на основі проведеного чисельного аналізу руху механізму зміни вильоту вантажу встановлено оптимальний діапазон величини коефіцієнта дисипації пружно-демпферного пристрою механізму зміни вильоту вантажу. Крім того, у роботі [42] отримано систему рівнянь для опису процесів у механізмі зміни вильоту вантажу при використанні динамічної механічної характеристики приводу.

Отже, у більшості робіт з оптимального керування рухом механізмів баштового крану використані нелінійні математичні моделі руху зведених мас. Крім того, теоретичні розрахунки та експериментальні дослідження проведені лише для параметрів лабораторних моделей баштових кранів, що ускладнює їх апробацію для реальних вантажопідйомних машин.

## **1.2 Моделювання динаміки сумісного руху механізмів баштового крану**

### **1.2.1 Моделювання динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту**

Стрілову систему баштового крана з балочною стрілою уявляємо як голономну механічну систему (рис. 1.4), до складу якої входять зведені до осі повороту крана абсолютно тверді маси поворотної частини крана зі стрілою з моментом інерції  $I_2$ , приводного механізму повороту з моментом інерції  $I_1$ , а також зведена до осі повороту барабана маса приводного механізму зміни вильоту вантажу з моментом інерції  $I_3$ .

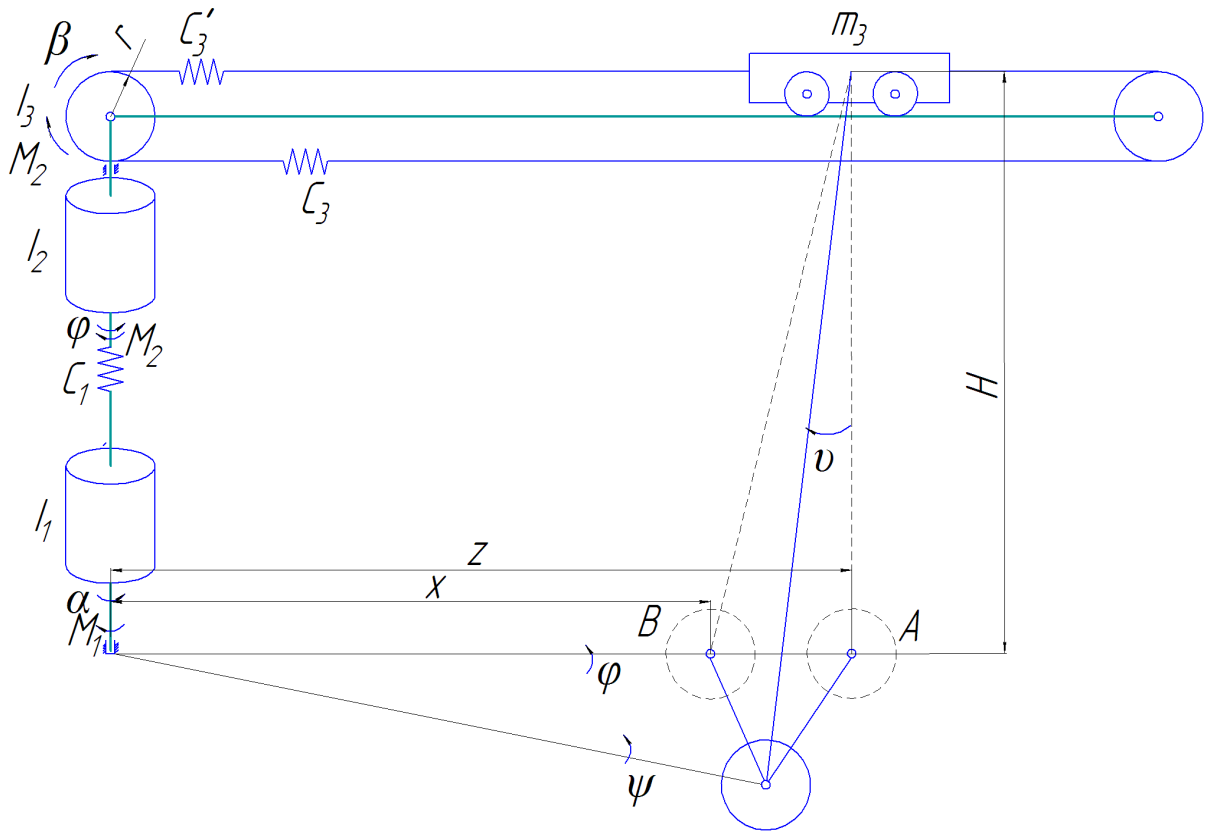


Рисунок 1.4 – Динамічна модель зміни вильоту та повороту крана

Маси поворотної частини крана та приводу механізму повороту з'єднані між собою пружними елементом з коефіцієнтом жорсткості  $C_1$  та коефіцієнтом дисипації  $b_1$ . Зведена маса приводного механізму зміни вильоту вантажу з'єднана з візком масою  $m_3$  пружним канатом з коефіцієнтом жорсткості  $C_3$  чи  $C_3^1$  в залежності від напрямку руху візка та коефіцієнтами дисипації відповідно  $b_3$  чи  $b_3^1$ . Вантаж масою  $m$  з'єднується з центром мас візка за допомогою гнучкого підвісу і здійснює маятникові просторові коливання в площинах зміни вильоту та повороту крана.

Отже, представлена динамічна модель стрілової системи баштового крана має шість ступенів вільності. За узагальнені координати в площині зміни вильоту обрані лінійні координати центрів мас візка  $z$  та вантажу  $x$ , а також кутова координата повороту зведеної маси приводу механізму зміни вильоту  $\beta$ . В площині повороту крана за узагальнені координати обрані кутові координати зведеної маси приводу механізму повороту  $\alpha$ , поворотної частини

крана  $\varphi$  та повороту вантажу  $\psi$ . Кутове відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі визначається кутовою координатою  $\vartheta$ .

На систему діють рушійні моменти приводних механізмів повороту крана  $M_1$  та зміни вильоту вантажу  $M_3$ , а також момент сил опору  $M_2$  в поворотній частині крана та сила опору переміщенню візка  $W$ . Крім того, в пружних елементах, що з'єднують приводний механізм повороту з поворотною частиною крана та приводний механізм зміни вильоту з візком діють дисипативні сили. При цьому вважаємо, що довжина гнучкого підвісу  $H$  є незмінною  $H = \text{const}$ .

В площині зміни вильоту центри мас вантажу та візка відхиляються на відстань  $AB$ , а при повороті крана ще переміщується в горизонтальній площині на відстань  $BC$ . Після чого знайдено кутову координату відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі.

В площині зміни вильоту центри мас вантажу та візка відхиляються на відстань

$$AB = z - x, \quad (1.9)$$

а при повороті крана ще переміщується в горизонтальній площині на відстань

$$BC = x \cdot (\varphi - \psi). \quad (1.10)$$

Тоді сумарне переміщення центру мас вантажу відносно центру мас візка визначається наступним чином

$$AC = u = \sqrt{AB^2 + BC^2 - 2 \cdot AB \cdot BC \cdot \cos(\angle ABC)} = \sqrt{(z-x)^2 + x^2 \cdot (\varphi - \psi)^2 + 2 \cdot (z-x) \cdot x \cdot (\varphi - \psi) \cdot \sin\left(\frac{\psi - \varphi}{2}\right)}. \quad (1.11)$$

Після чого знайдемо кутову координату відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі

$$\vartheta = \frac{u}{H} = \frac{1}{H} \sqrt{(z-x)^2 + x^2 \cdot (\varphi - \psi)^2 + 2 \cdot (z-x) \cdot x \cdot (\varphi - \psi) \cdot \sin\left(\frac{\psi - \varphi}{2}\right)}. \quad (1.12)$$

Для динамічної моделі сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана (рис. 1.4) з використанням рівнянь Лагранжа другого роду отримаємо систему рівнянь сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана.

$$\begin{cases} I_1 \cdot \ddot{\alpha} = M_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1 - C_1 \cdot (\alpha - \varphi) - b_1 \cdot (\dot{\alpha} - \dot{\varphi}); \\ I_3 \cdot \ddot{\beta} = M_3 \cdot u_3 \cdot \eta_3 - C_3 \cdot r \cdot (\beta \cdot r - z) - b_3 \cdot r \cdot (\dot{\beta} \cdot r - \dot{z}); \\ (I_2 + m_3 \cdot z^2) \cdot \ddot{\varphi} + 2 \cdot m_3 \cdot z \cdot \dot{z} \cdot \dot{\varphi} = -M_2 - \frac{m \cdot g}{H} \cdot x \cdot z \cdot (\varphi - \psi) + C_1 \cdot (\alpha - \varphi) + b_1 \cdot (\dot{\alpha} - \dot{\varphi}); \\ m \cdot x^2 \cdot \ddot{\psi} + 2 \cdot m \cdot x \cdot \dot{x} \cdot \dot{\psi} = \frac{m \cdot g}{H} \cdot x \cdot z \cdot (\varphi - \psi); \\ m \cdot \ddot{x} - m \cdot x \cdot \dot{\psi}^2 = -\frac{m \cdot g}{H} \cdot \left\{ x - z \cdot \left[ 1 - \frac{(\varphi - \psi)^2}{2} \right] \right\}; \\ m_3 \cdot \ddot{z} - m_3 \cdot z \cdot \dot{\varphi}^2 = -W - \frac{m \cdot g}{H} \cdot \left\{ z - x \cdot \left[ 1 - \frac{(\varphi - \psi)^2}{2} \right] \right\} - C_3 \cdot (\beta \cdot r - z) - b_3 \cdot r \cdot (\dot{\beta} \cdot r - \dot{z}); \end{cases} \quad (1.13)$$

де  $C_1$  – коефіцієнт крутильної жорсткості елементів приводу механізму повороту зведений до осі повороту крана;  $C_3$  – коефіцієнт лінійної жорсткості канату механізму зміни вильоту на ділянці від точки кріплення на візку до точки набігання на барабан;  $g$  - прискорення вільного падіння;  $H$  – довжина гнучкого підвісу вантажу;  $r$  - радіус барабана;  $M_1, M_3$  – рушійні моменти на валах приводних двигунів механізмів повороту крана та зміни вильоту вантажу;  $u_1, u_3$  – передаточні відношення приводів механізмів повороту та зміни вильоту;  $\eta_1, \eta_2$  – коефіцієнти корисної дії приводів механізмів повороту та зміни вильоту.

Розрахунок математичної моделі проводиться при таких початкових умовах руху механізмів крана:

$$t = 0, \alpha = 0, \dot{\alpha} = 0, \varphi = 0, \dot{\varphi} = 0, \psi = 0, \dot{\psi} = 0, x = x_0, \dot{x} = 0; z = x_0, \dot{z} = 0, \beta = \frac{x_0}{R}, \dot{\beta} = 0. \quad (1.14)$$

Для визначення електромагнітних рушійних моментів електродвигунів механізмів повороту крана та зміни вильоту вантажу скористаємось диференціальними рівняннями асинхронних електродвигунів.

Диференціальні рівняння асинхронних електродвигунів механізмів повороту та зміни вильоту вантажу запишемо в нерухомих системах координат. Ці рівняння характеризуються наявністю змінних (періодичних) коефіцієнтів, що обумовлені зміною взаємної індуктивності між обмотками статора та ротора кожного з двигунів і виражаються наступними рівняннями [9]:

1. електродвигун механізму повороту

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{di_{1\alpha}}{dt} = \frac{1}{\delta_1 \cdot L_1} \cdot \left( u_{1\alpha} - i_{1\alpha} \cdot R_1 + \frac{L_{12}}{L_2} \cdot e_{2\alpha} \right); \\ \frac{di_{1\beta}}{dt} = \frac{1}{\delta_1 \cdot L_1} \cdot \left( u_{1\beta} - i_{1\beta} \cdot R_1 + \frac{L_{12}}{L_2} \cdot e_{2\beta} \right); \\ \frac{di_{2\alpha}}{dt} = -\frac{1}{\delta_1 \cdot L_2} \cdot \left( (u_{1\alpha} - i_{1\alpha} \cdot R_1) \cdot \frac{L_{12}}{L_1} + e_{2\alpha} \right); \\ \frac{di_{2\beta}}{dt} = -\frac{1}{\delta_1 \cdot L_2} \cdot \left( (u_{1\beta} - i_{1\beta} \cdot R_1) \cdot \frac{L_{12}}{L_1} - e_{2\beta} \right); \\ M_1 = \frac{3}{2} \cdot P_1 \cdot L_{12} \cdot (i_{1\beta} \cdot i_{2\alpha} - i_{1\alpha} \cdot i_{2\beta}) \end{array} \right. \quad (1.15)$$

2. електродвигун механізму зміни вильоту

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{di_{3\alpha}}{dt} = \frac{1}{\delta_3 \cdot L_3} \cdot \left( u_{3\alpha} - i_{3\alpha} \cdot R_3 + \frac{L_{34}}{L_4} \cdot e_{4\alpha} \right); \\ \frac{di_{3\beta}}{dt} = \frac{1}{\delta_3 \cdot L_3} \cdot \left( u_{3\beta} - i_{3\beta} \cdot R_3 + \frac{L_{34}}{L_4} \cdot e_{4\beta} \right); \\ \frac{di_{4\alpha}}{dt} = -\frac{1}{\delta_3 \cdot L_4} \cdot \left( (u_{3\alpha} - i_{3\alpha} \cdot R_3) \cdot \frac{L_{34}}{L_3} + e_{4\alpha} \right); \\ \frac{di_{4\beta}}{dt} = -\frac{1}{\delta_3 \cdot L_4} \cdot \left( (u_{3\beta} - i_{3\beta} \cdot R_3) \cdot \frac{L_{34}}{L_3} - e_{4\beta} \right); \\ M_3 = \frac{3}{2} \cdot P_3 \cdot L_{34} \cdot (i_{3\beta} \cdot i_{4\alpha} - i_{3\alpha} \cdot i_{4\beta}) \end{array} \right. \quad (1.16)$$

де  $i_{1\alpha}, i_{1\beta}$  та  $i_{3\alpha}, i_{3\beta}$  – проекції узагальнених векторів струму статорів на нерухомі ортогональні координатні осі  $\alpha$  і  $\beta$ ;  $i_{2\alpha}, i_{2\beta}$  та  $i_{4\alpha}, i_{4\beta}$  – проекції узагальнених векторів струму роторів на координатні осі  $\alpha$  і  $\beta$ ;  $L_1, L_2$  та  $L_3, L_4$  – індуктивності статорних та роторних обмоток двигуна;  $L_{12}, L_{34}$  – взаємоіндукція в двигунах;  $M_1, M_3$  – електромагнітні моменти двигунів;  $P_1, P_3$  – кількість пар полюсів двигунів;  $u_{1\alpha}, u_{1\beta}$  та  $u_{3\alpha}, u_{3\beta}$  – проекції узагальнених векторів напруги статорів на координатні осі  $\alpha$  і  $\beta$ , які визначаються наступними залежностями:

$$u_{1\alpha} = v_{m1} \cdot \cos\left(2\pi \int f_1 dt\right); u_{1\beta} = v_{m1} \cdot \sin\left(2\pi \int f_1 dt\right); \quad (1.17)$$

$$u_{3\alpha} = v_{m3} \cdot \cos\left(2\pi \int f_3 dt\right); u_{3\beta} = v_{m3} \cdot \sin\left(2\pi \int f_3 dt\right); \quad (1.18)$$

$v_{m1}, v_{m3}$  – амплітуди фазної напруги живлення двигунів;  $f_1, f_3$  – частоти напруг живлення двигунів;  $e_{2\beta}, e_{2\alpha}$  та  $e_{4\beta}, e_{4\alpha}$  – ЕРС, що індукуються поточозчепленнями роторів по осях  $\alpha$  і  $\beta$ , які визначаються такими залежностями:

$$e_{2\alpha} = P_1 \cdot \omega_1 \cdot (L_2 \cdot i_{2\beta} + L_{12} \cdot i_{1\beta}) + i_{2\alpha} R_2; e_{2\beta} = P_1 \cdot \omega_1 \cdot (L_2 \cdot i_{2\alpha} + L_{12} \cdot i_{1\alpha}) + i_{2\beta} R_2;$$

$$e_{4\alpha} = P_3 \cdot \omega_3 \cdot (L_4 \cdot i_{4\beta} + L_{34} \cdot i_{3\beta}) + i_{4\alpha} R_4; e_{4\beta} = P_3 \cdot \omega_3 \cdot (L_4 \cdot i_{4\alpha} + L_{34} \cdot i_{3\alpha}) + i_{4\beta} R_4;$$

$R_1, R_3$  – активний опір статорних обмоток;  $R_2, R_4$  – зведені до статорів активні опори роторних обмоток;  $\delta_1, \delta_3$  – коефіцієнти розсіювання двигунів, які визначаються залежностями:

$$\delta_1 = 1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{X_1}{2\pi \cdot f_1 \cdot L_{12}}\right) \cdot \left(1 + \frac{X_2}{2\pi \cdot f_1 \cdot L_{12}}\right)};$$

$$\delta_3 = 1 - \frac{1}{\left(1 + \frac{X_3}{2\pi \cdot f_3 \cdot L_{34}}\right) \cdot \left(1 + \frac{X_4}{2\pi \cdot f_3 \cdot L_{34}}\right)}; \quad (1.19)$$

$X_1, X_3$  – індуктивні опори статорних обмоток;

$X_2, X_4$  – зведені до статора індуктивні опори роторної обмотки.

В наведених вище залежностях індекси 1 і 2 відносяться до електродвигуна механізму повороту, а індекси 3 і 4 – до електродвигуна механізму зміни вильоту.

Об'єднавши систему диференціальних рівнянь механічної частини механізмів повороту крана та зміни вильоту (1.13) з початковими умовами

руху (1.14) та з системами (1.15) і (1.16) електромагнітних перехідних процесів в асинхронних електродвигунах отримаємо систему диференціальних рівнянь сумісного руху механізмів повороту та зміни вильоту з урахуванням динамічних, механічних характеристик приводних електродвигунів, яка представляє собою математичну модель сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана.

#### **1.2.1.1 Програма розрахунку динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана**

Розроблена комп'ютерна програма динамічного аналізу сумісного руху механізмів зміни вальоту та повороту баштового крана складається з наступних основних блоків:

- 1) вихідних параметрів механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана, необхідних для проведення розрахунку;
- 2) розв'язування чисельним методом системи нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана;
- 3) розрахунку кінематичних характеристик ланок механізмів зміни вильоту та повороту при сумісному русі;
- 4) розрахунку динамічних (силових) характеристик ланок механізмів зміни вильоту та повороту при сумісному русі;
- 5) розрахунку енергетичних характеристик ланок механізмів зміни вильоту та повороту при сумісному русі;
- 6) побудова графічних залежностей кінематичних характеристик ланок механізмів зміни вильоту та повороту при сумісному русі;
- 7) побудова графічних залежностей динамічних характеристик ланок механізмів зміни вильоту та повороту при сумісному русі;
- 8) побудова графічних залежностей енергетичних характеристик ланок механізмів зміни вильоту та повороту при сумісному русі;

9) визначення максимальних, середньоарифметичних та середньоквадратичних значень кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту крана.

### **1.2.1.2 Вихідні данні для розрахунку математичної моделі сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана**

Для проведення розрахунку математичної моделі сумісно руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана визначені числові значення конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів:

$m=5000$  кг – номінальна маса вантажу (вантажопідйомність);

$m_3=300$  кг – маса вантажного візка з комплектуючим обладнанням;

$I_1=168346,0$  кг·м<sup>2</sup> – момент інерції елементів приводу механізму повороту відносно осі повороту крана;

$I_2=5,5 \cdot 10^6$  кг·м<sup>2</sup> – момент інерції поворотної частини крана зі стрілою відносно власної осі обертання;

$I_3=30,0$  кг·м<sup>2</sup> – момент інерції елементів приводу переміщення вантажного візка відносно осі приводного барабану;

$W=5500$  Н – сила опору переміщенню вантажного візка з вантажем;

$M_2=20100$  Н·м – момент сил опору приводу механізму повороту зведений до осі повороту крана;

$u_1=1429$  – передаточне число приводу механізму повороту крана;

$u_2=17$  – передаточне число приводу механізму переміщення вантажного візка;  $\eta_1=0,8$  – коефіцієнт корисної дії приводу механізму повороту крана;

$\eta_2=0,71$  – коефіцієнт корисної дії приводу механізму переміщення вантажного візка;

$H=10$  м – довжина гнучкого підвісу вантажу;

$r=0,15$  м – радіус приводного барабану механізму переміщення вантажного візка;

$C_I=3,28 \cdot 10^6$  Н·м/рад – коефіцієнт крутильної жорсткості елементів приводу механізму повороту зведений до осі повороту крана;

$C_3=1,36 \cdot 10^5$  Н/м повздовжня жорсткість тягового канату механізму переміщення вантажного візка;

$b_I=1,25 \cdot 10^5$  Н·м·с/рад – коефіцієнт дисипації приводу механізму повороту зведений до осі повороту крана;

$b_3=2,5 \cdot 10^4$  Н·с/м - коефіцієнт дисипації тягового канату механізму переміщення візка.

### 1.2.2 Моделювання динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу

Стрілову систему баштового крана (рис.1.5) представимо як голономну механічну систему, що складається з абсолютно твердих тіл механізмів зміни вильоту та підйому вантажу, окрім тягового канату переміщення візка та вантажного канату, які володіють пружними властивостями та гнучкого підвісу вантажу, що здійснює маятникові коливання в площині зміни вильоту.

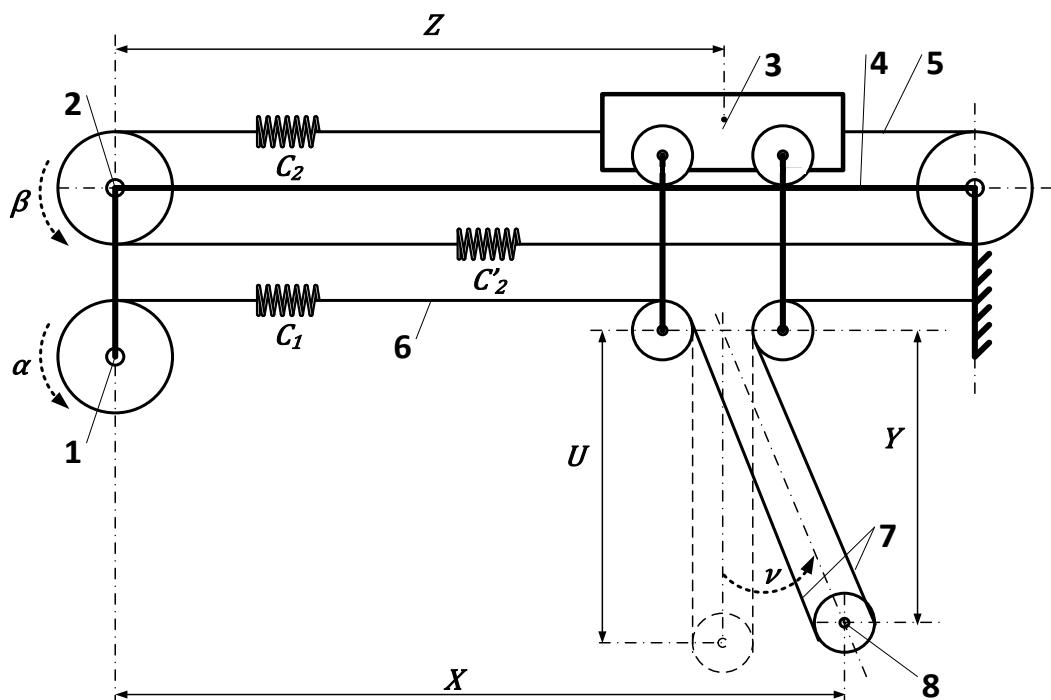


Рисунок 1.5 – Динамічна модель механізмів зміни вильоту та підйому вантажу

Усі елементи приводу механізму підйому вантажу зведені до осі приводного барабану 1, а механізму зміни вильоту до барабану 2. Візок 3 переміщується по балочній стрілі 4 за допомогою тягового канату 5 з коефіцієнтом жорсткості  $c_2$  чи  $c'_2$  в залежності від напрямку руху візка. Вантажний канат 6 з коефіцієнтом жорсткості  $c_1$  утворює поліспацтну систему 7, до якої підвішений вантаж 8.

Отже, представлена динамічна модель стрілової системи при сумісному русі механізмів зміни вильоту та підйому вантажу має 5 ступенів вільності. За узагальнені координати цієї моделі прийняті кутові координати приводних барабанів відповідно механізму підйому  $\alpha$  та зміни вильоту  $\beta$ , а також відхилення вантажного поліспацту від вертикалі  $\nu$  та лінійні координати центрів мас візку  $z$  та вантажу  $u$ .

На систему діють рушійні моменти приводних механізмів підйому вантажу  $M_1$  та зміни вильоту  $M_2$ , а також сила опору переміщення візка  $W$ . Крім того, в пружних елементах, що з'єднують приводні механізми з візком і вантажем, а також в гнучкому підвісі діють дисипативні сили.

Для складання диференціальних рівнянь руху представленої динамічної моделі сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу використаємо рівняння Лагранжа другого роду, які мають наступний вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial T}{\partial \alpha} &= M_1 - \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha} - \frac{\partial R}{\partial \dot{\alpha}}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} - \frac{\partial T}{\partial \beta} &= M_2 - \frac{\partial \Pi}{\partial \beta} - \frac{\partial R}{\partial \dot{\beta}}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} - \frac{\partial T}{\partial z} &= -W - \frac{\partial \Pi}{\partial z} - \frac{\partial R}{\partial \dot{z}}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{u}} - \frac{\partial T}{\partial u} &= - \frac{\partial \Pi}{\partial u} - \frac{\partial R}{\partial \dot{u}}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\nu}} - \frac{\partial T}{\partial \nu} &= - \frac{\partial \Pi}{\partial \nu} - \frac{\partial R}{\partial \dot{\nu}} \end{aligned} \quad (1.20)$$

де  $T, \Pi$  – відповідно кінетична і потенціальна енергія системи;  $M_1, M_2$  – рушійні моменти, зведені до приводних барабанів, відповідно механізмів підйому вантажу та зміни вильоту;  $t$  – координата зміни часу;  $R$  – дисипативна функція Релея;  $W$  – сила опору переміщенню візка.

Визначено кінетичну енергію системи сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу, яка виражається наступною залежністю

$$T = \frac{1}{2}I_1\dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2}I_2\dot{\beta}^2 + \frac{1}{2}m_3\dot{z}^2 + \frac{1}{2}m(\dot{x}^2 + \dot{y}^2), \quad (1.21)$$

2

де  $I_1, I_2$  – зведені до осей приводних барабанів моменти інерції приводів відповідно механізмів підйому та зміни вильоту;  $m_3, m$  – маси візка і вантажу відповідно;  $x, y$  – координати центру мас вантажу.

Знайдемо функцію потенціальної енергії системи

$$\Pi = \frac{1}{2}C_1(\alpha r_1 - nu)^2 + \frac{1}{2}C_2(\beta r_2 - z)^2 - mgu \cos \nu, \quad (1.22)$$

де  $r_1, r_2$  – радіуси приводних барабанів відповідно механізмів підйому вантажу та зміни вильоту;  $n$  – кратність поліспасти механізму підйому вантажу;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Дисипативна функція Релея визначається наступною залежністю

$$R = \frac{1}{2}b_1(\dot{\alpha}r_1 - n\dot{u})^2 + \frac{1}{2}b_2(\dot{\beta}r_2 - \dot{z})^2 + \frac{1}{2}b\dot{\nu}^2, \quad (1.23)$$

де  $b_1, b_2, b$  – коефіцієнти дисипації пружних елементів відповідно вантажного та тягового канатів, а також гнучкого підвісу вантажу.

Знайдемо координати центрів мас вантажу та їхні похідні за часом, які мають такий вигляд:

$$x = z + u \sin \nu; \quad y = u \cos \nu; \quad (1.24)$$

$$\dot{x} = \dot{z} + \dot{u} \sin \nu + \dot{\nu}u \cos \nu; \quad \dot{y} = \dot{u} \cos \nu - \dot{\nu}u \sin \nu. \quad (1.25)$$

Знайдемо похідні від виразів (1.21), ... , (1.23), необхідні для системи диференціальних рівнянь (1.20):

$$\frac{\partial T}{\partial \alpha} = \frac{\partial T}{\partial \beta} = \frac{\partial T}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial u} = m \left( \dot{x} \frac{\partial \dot{x}}{\partial u} + \dot{y} \frac{\partial \dot{y}}{\partial u} \right); \quad \frac{\partial T}{\partial v} = m \left( \dot{x} \frac{\partial \dot{x}}{\partial v} + \dot{y} \frac{\partial \dot{y}}{\partial v} \right); \quad (1.26)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = I_1 \dot{\alpha}; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} = I_2 \dot{\beta}; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} = m_3 \dot{z} + m x \frac{\partial \dot{x}}{\partial \dot{z}} = m_3 \dot{z} + m \dot{x};$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{u}} = m \left( \dot{x} \frac{\partial \dot{x}}{\partial \dot{u}} + \dot{y} \frac{\partial \dot{y}}{\partial \dot{u}} \right) = m \left( \dot{x} \frac{\partial x}{\partial u} + \dot{y} \frac{\partial y}{\partial u} \right);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{v}} = m \left( \dot{x} \frac{\partial \dot{x}}{\partial \dot{v}} + \dot{y} \frac{\partial \dot{y}}{\partial \dot{v}} \right) = m \left( \dot{x} \frac{\partial x}{\partial v} + \dot{y} \frac{\partial y}{\partial v} \right);$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = I_1 \ddot{\alpha}; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} = I_2 \ddot{\beta}; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} = m_3 \ddot{z} + m \ddot{x}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{u}} = m \left( \ddot{x} \frac{\partial x}{\partial u} + \dot{x} \frac{\partial \dot{x}}{\partial u} + \ddot{y} \frac{\partial y}{\partial u} + \dot{y} \frac{\partial \dot{y}}{\partial u} \right); \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{v}} = m \left( \ddot{x} \frac{\partial x}{\partial v} + \dot{x} \frac{\partial \dot{x}}{\partial v} + \ddot{y} \frac{\partial y}{\partial v} + \dot{y} \frac{\partial \dot{y}}{\partial v} \right); \end{array} \right. \quad (1.27)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha} = C_1 r_1 (\alpha r_1 - nu); \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \beta} = C_2 r_2 (\beta r_2 - z); \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \beta} = -C_1 n (\alpha r_1 - nu) - mg \cos v; \\ \frac{\partial \Pi}{\partial z} = -C_2 (\beta r_2 - z); \quad \frac{\partial \Pi}{\partial v} = m g u \sin v; \end{array} \right.$$

$$(1.28)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial R}{\partial \dot{\alpha}} = b_1 r_1 (\dot{\alpha} r_1 - n \dot{u}); \quad \frac{\partial R}{\partial \dot{\beta}} = b_2 r_2 (\dot{\beta} r_2 - \dot{z}); \quad \frac{\partial R}{\partial \dot{z}} = -b_2 (\dot{\beta} r_2 - \dot{z}); \\ \frac{\partial R}{\partial \dot{u}} = -bn (\dot{\alpha} r_1 - n \dot{u}); \quad \frac{\partial R}{\partial \dot{v}} = b \dot{v}. \end{array} \right.$$

$$(1.29)$$

Після підстановки виразів (1.26)...(1.29) в систему (1.20) отримаємо систему нелінійних диференціальних рівнянь сумісного руху механізмів зміни вильоту на підйому вантажу баштового крана з балочною стрілою:

$$\left\{ \begin{array}{l} I_1 \ddot{\alpha} = M_1 - C_1 r_1 (\alpha r_1 - nu) - b_1 r_1 (\dot{\alpha} r_1 - n \dot{u}); \\ I_2 \ddot{\beta} = M_2 - C_2 r_2 (\beta r_2 - z) - b_2 r_2 (\dot{\beta} r_2 - \dot{z}); \\ m_3 \ddot{z} + m \ddot{x} = C_2 (\beta r_2 - z) - b_2 (\dot{\beta} r_2 - \dot{z}) - W; \\ m \left( \ddot{x} \frac{\partial x}{\partial u} + \dot{x} \frac{\partial \dot{x}}{\partial u} + \ddot{y} \frac{\partial y}{\partial u} + \dot{y} \frac{\partial \dot{y}}{\partial u} \right) = C_1 n (\alpha r_1 - nu) + mg \cos v + bn (\dot{\alpha} r_1 - n \dot{u}); \\ m \left( \ddot{x} \frac{\partial x}{\partial v} + \dot{x} \frac{\partial \dot{x}}{\partial v} + \ddot{y} \frac{\partial y}{\partial v} + \dot{y} \frac{\partial \dot{y}}{\partial v} \right) = -m g u \sin v - b \dot{v}. \end{array} \right. \quad (1.30)$$

Рушійні моменти на валах електродвигунів механізмів підйому та зміни вильоту вантажу при потужності більше 5 кВт можна визначити за наступними формулами Клосса, з урахуванням зведення їх до приводних барабанів маємо:

$$M_1 = \frac{2M_{кр1} \cdot u_1 \cdot \eta_1}{\frac{1 - \dot{\alpha}u_1}{\omega_{10}} + \frac{S_{кр1}}{1 - \frac{\dot{\alpha}u_1}{\omega_{10}}}}; \quad (1.31)$$

$$M_2 = \frac{2M_{кр2} \cdot u_2 \cdot \eta_2}{\frac{1 - \dot{\beta}u_2}{\omega_{20}} + \frac{S_{кр2}}{1 - \frac{\dot{\alpha}u_2}{\omega_{20}}}}. \quad (1.32)$$

Нелінійність диференціальних рівнянь (1.30) визначається нелінійностями механічних характеристик приводних електродвигунів механізмів підйому вантажу (1.31) та зміни вильоту (1.32).

Тут  $M_{кр1}, M_{кр2}$  – критичні значення моментів електродвигунів механізмів підйому та зміни вильоту вантажу відповідно;  $u_1, u_2$  – передаточні числа приводів відповідно механізмів підйому та зміни вильоту вантажу;  $\eta_1, \eta_2$  – к.к.д. приводів механізмів підйому та зміни вильоту вантажу відповідно;  $\omega_{10}, \omega_{20}$  – синхронні кутові швидкості роторів електродвигунів механізмів підйому та зміни вильоту вантажу;  $S_{кр1}, S_{кр2}$  – критичні ковзання електродвигунів механізмів підйому та зміна вильоту вантажу, які визначаються наступними залежностями:

$$S_{кр1} = \left(1 - \frac{\omega_{1н}}{\omega_{10}}\right) \left(\lambda_1 + \sqrt{\lambda_1^2 - 1}\right); S_2 = \left(1 - \frac{\omega_{2н}}{\omega_{20}}\right) \left(\lambda_2 + \sqrt{\lambda_2^2 - 1}\right), \quad (1.33)$$

де  $\omega_{1н}, \omega_{2н}$  – номінальні кутові швидкості роторів електродвигунів механізмів підйому та зміни вильоту вантажу;  $\lambda_1, \lambda_2$  – коефіцієнти перевантаження електродвигунів механізмів підйому та зміни вильоту.

Знайдемо похідні координат центру мас вантажу, що присутні в системі рівнянь (1.30).

$$\begin{cases} \frac{\partial x}{\partial u} = \sin v; & \frac{\partial y}{\partial u} = \cos v; \\ \frac{\partial x}{\partial v} = u \cos v; & \frac{\partial y}{\partial v} = -u \sin v; \end{cases} \quad (1.34)$$

$$\begin{cases} \ddot{x} = \ddot{z} + (\ddot{u} - \dot{v}^2 u) \sin v + (\ddot{v}u + 2\dot{u}\dot{v}) \cos v; \\ \ddot{y} = (\ddot{u} - \dot{v}^2 u) \cos v + (\ddot{v}u + 2\dot{u}\dot{v}) \sin v. \end{cases} \quad (1.35)$$

Розв'язування системи рівнянь (1.30) з урахуванням виразів (1.31)...(1.35) здійснюється при таких початкових умовах руху:

$$t = 0, \alpha = \frac{u_0 n}{r_1}, \dot{\alpha} = 0, \beta = \frac{z_0}{r_2}, \dot{\beta} = 0, z = z_0, \dot{z} = 0, \dot{u} = u_0, \dot{v} = 0, \dot{v} = 0, \quad (1.36)$$

де  $z_0$  – початкова координати положення візка;  $u_0$  – початкова координата вертикального положення вантажу.

Оскільки диференціальні рівняння (1.30) з урахуванням виразів (1.32) і (1.33) є нелінійними, то для їхнього розв'язування використовуються чисельні методи розрахунку, для яких розроблена комп'ютерна програма динамічного аналізу спільного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крану.

### **1.2.2.1 Програма розрахунку динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крану**

Розроблена комп'ютерна програма динамічного аналізу сумісного руху механізмів зміни вальоту та підйому вантажу баштового крана складається з таких основних блоків:

- 1) вихідних параметрів механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана, необхідних для проведення розрахунку;
- 2) розв'язування чисельним методом системи нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана;
- 3) розрахунку кінематичних характеристик ланок механізмів зміни вильоту та підйому вантажу при сумісному русі;
- 4) розрахунку динамічних (силових) характеристик ланок механізмів зміни вильоту та підйому вантажу при сумісному русі;
- 5) розрахунку енергетичних характеристик ланок механізмів зміни вильоту та підйому вантажу при сумісному русі;
- 6) побудова графічних залежностей кінематичних характеристик ланок механізмів зміни вильоту та підйому вантажу при сумісному русі;

- 7) побудова графічних залежностей динамічних характеристик ланок механізмів зміни вильоту та підйому вантажу при сумісному русі;
- 8) побудова графічних залежностей енергетичних характеристик ланок механізмів зміни вильоту та підйому вантажу при сумісному русі;
- 9) визначення максимальних, середньоарифметичних та середньоквадратичних значень кінематичних, динамічних та енергетичних характеристик сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана.

### **1.2.2.2 Вихідні данні для розрахунку математичної моделі сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крану**

Для проведення розрахунку математичної моделі сумісноно руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крану визначені числові значення конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів:

$m = 5000\text{кг}$  - номінальна маса вантажу (вантажопідйомність крана);

$m_3 = 300\text{кг}$  – маса візка з необхідним обладнанням;

$I_1 = 50,16\text{ кг} \cdot \text{м}^2$  - момент інерції елементів приводу механізму підйому вантажу зведений до приводного барабану;

$I_2 = 87,48\text{ кг} \cdot \text{м}^2$  - момент інерції елементів приводу механізму переміщення вантажного візка зведений до приводного барабану;

$M_{\text{кр}1} = 2881,0\text{ Н} \cdot \text{м}$  - критичний момент електродвигуна механізму підйому вантажу;

$M_{\text{кр}2} = 145,3\text{ Н} \cdot \text{м}$  - критичний момент електродвигуна механізму переміщення вантажного візка;

$\lambda_1 = 2,9$  - коефіцієнт перевантаження електродвигуна механізму підйому вантажу;

$\lambda_2 = 2,4$  - коефіцієнт перевантаження електродвигуна механізму переміщення вантажного візка ;

$u_1 = 3,02$  - передаточне число приводу механізму підйому вантажу;

$u_2 = 18$  - передаточне число приводу механізму переміщення вантажного візка;

$\eta_1 = 0,8$  - коефіцієнт корисної дії приводу механізму підйому вантажу;

$\eta_2 = 0,71$  - коефіцієнт корисної дії приводу механізму переміщення вантажного візка;

$r_1 = 0,20\text{м}$  - радіус приводного барабану механізму підйому вантажу;

$r_2 = 0,15\text{м}$  - радіус приводного барабану механізму переміщення візка;

$S_{кр1} = 0,206$  - критичне ковзання електродвигуна механізму підйому вантажу;

$S_{кр2} = 0,389$  - критичне ковзання електродвигуна механізму переміщення вантажного візка;

$\omega_{1н} = 60,5$  рад/с - номінальна кутова швидкість електродвигуна механізму підйому вантажу;

$\omega_{2н} = 95,8$  рад/с - номінальна кутова швидкість електродвигуна механізму переміщення візка;

$\omega_{10} = 62,8$  рад/с; - синхронна кутова швидкість електродвигуна механізму підйому вантажу;

$\omega_{20} = 104,7$  рад/с - синхронна кутова швидкість електродвигуна механізму переміщення візка;

$z_0 = 10,0\text{м}$  - початкова координата положення вантажного візка;

$u_0 = 16,0$  м - початкова вертикальна координата положення вантажу;

$n = 2$  – кратність поліспасти механізму підйому вантажу;

$C_1 = 7,24 \cdot 10^5$  Н/м - коефіцієнт жорсткості вантажного канату механізму підйому вантажу;

$C_2 = 2,15 \cdot 10^5$  Н/м - коефіцієнт жорсткості тягового канату механізму переміщення вантажного візка;

$b_1 = 6,37 \cdot 10^4 \frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}}$  - коефіцієнт дисипації вантажного канату механізму підйому вантажу;

$b_2 = 2,8 \cdot 10^4 \frac{\text{Н}\cdot\text{с}}{\text{м}}$ ; - коефіцієнт дисипації тягового канату механізму переміщення вантажного візка;

$b = 1,05 \cdot 10^5 \frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с}}{\text{рад}}$  - коефіцієнт згинної жорсткості поліспавної

системи механізму підйому вантажу;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$  - прискорення вільного падіння.

### **1.3 Динамічний аналіз результатів моделювання та розробка рекомендацій щодо сумісного руху механізмів баштового крана**

#### **1.3.1 Результати динамічного аналізу сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту**

За допомогою розробленої комп'ютерної програми динамічного аналізу кранових механізмів здійснено розв'язок математичної моделі сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту, яка представлена системою нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку (1.13) з урахуванням початкових умов руху (1.14) та динамічних механічних характеристик приводних електродвигунів механізмів зміни вильоту (1.15) та повороту (1.16). При цьому використано чисельні методи розрахунку, які отримали значне поширення для дослідження динаміки вантажопідйомних кранів [53]. В результаті проведених розрахунків побудовані графічні залежності кінематичних, силових та енергетичних характеристик ланок стрілової системи баштового крана. Було досліджено також енергетичні характеристики, оскільки вони мають значимий вплив на ефективну експлуатацію сучасних машин [54].

На рис. 1.6 наведені графічні залежності лінійних швидкостей центрів мас візка (сіра лінія) та вантажу (чорна лінія) в площині зміни вильоту, з яких можна зробити висновок, що мають місце коливання швидкостей як візка, так і вантажу. Причому коливання швидкості візка є незначними (спостерігається лише невеликий пік коливань на початку руху), а вантаж має значні, практично мало затухаючі коливання, про що свідчить графік фазового портрету (рис. 1.7). Аналогічна картина спостерігається при повороті стріли та вантажу (рис. 1.8). З наведеного рисунка видно, що коливання кутової швидкості стріли

(світла крива) є незначними і лише в початковій фазі руху (рис. 1.9) спостерігаються високочастотні коливання, викликані електромагнітними динамічними процесами в електродвигуні механізму повороту. Вантаж в площині повороту також має значні коливання кутової швидкості (темна крива на рис. 1.10), причому його частота коливань менша в порівнянні з частотою коливань в площині зміни вильоту.

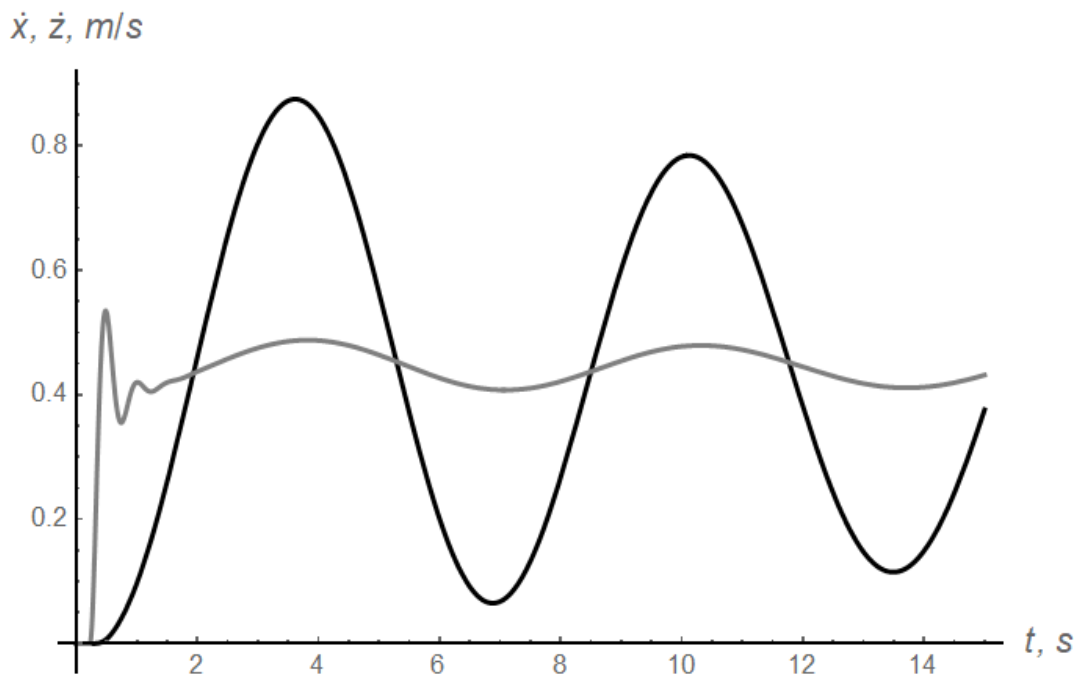


Рисунок 1.6 – Швидкості руху візка та вантажу в площині зміни вильоту

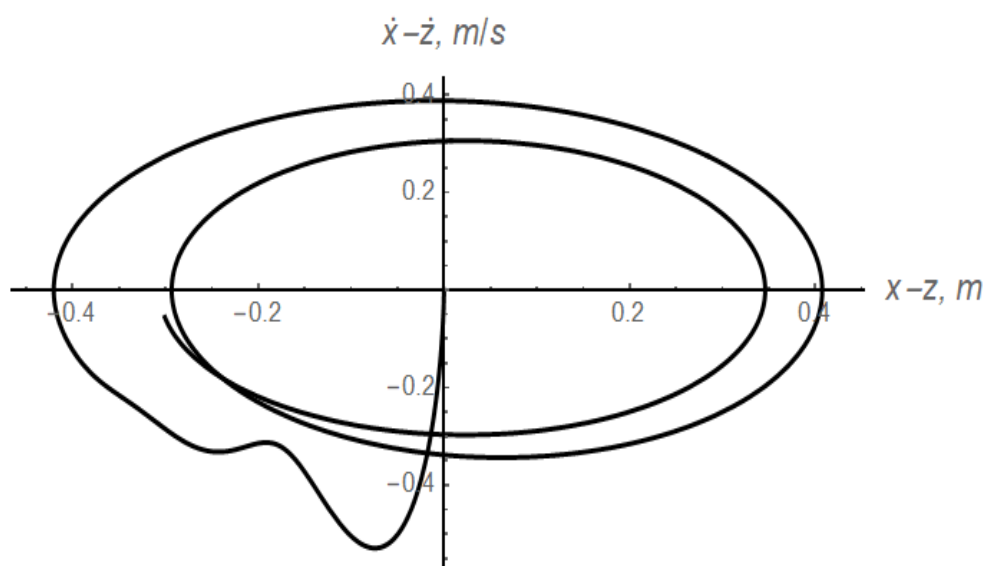


Рисунок 1.7 – Фазовий портрет коливань візка і вантажу в площині зміни вильоту

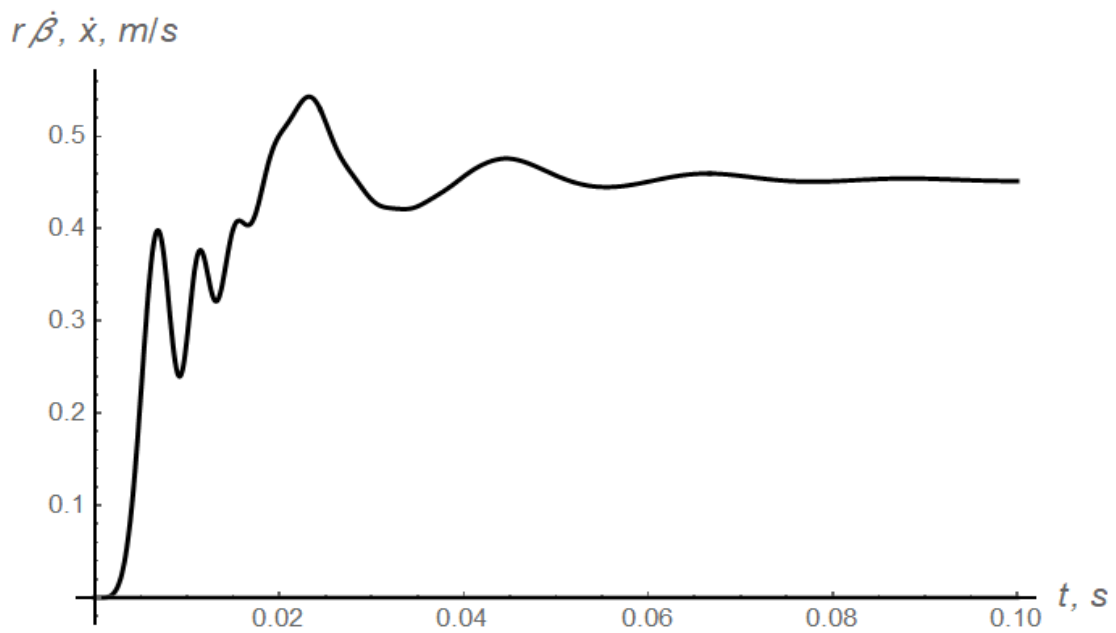


Рисунок 1.8 – Кутові швидкості стріли і вантажу в площині повороту крана

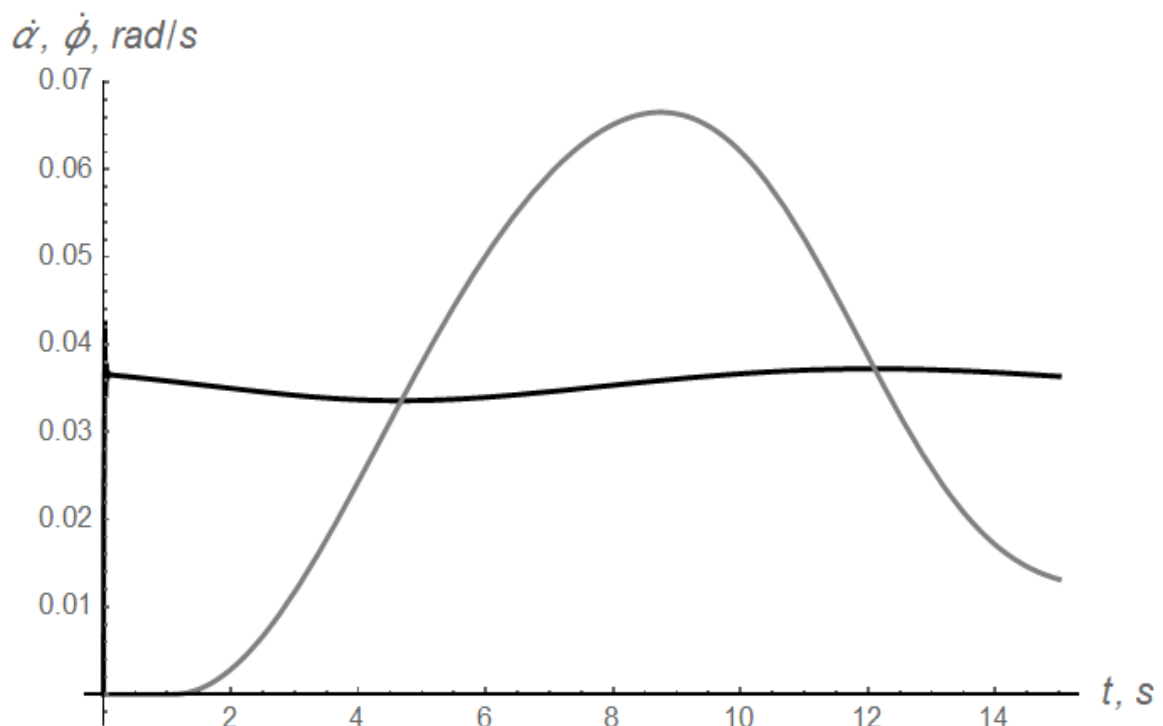


Рисунок 1.9 – Високочастотні коливання тягового канату механізму зміни вильоту

Рушійні моменти на валах приводних електродвигунів (рис. 1.10 і 1.11) мають ярко виражений коливальний характер, викликаний маятниковими коливаннями вантажу на гнучкому підвісі, з яких видно, що електродвигун

механізму повороту в певні моменти часу переходить в генераторний режим роботи (рис. 1.10), що є небажаним для його роботи . Споживана потужність приводних електродвигунів механізмів повороту та зміни вильоту (рис. 1.12) також має коливальний характер. На цьому рисунку чорна крива відображає зміну потужності механізму повороту, чорна штрихова – механізму зміни вильоту і сіра – сумарна потужність, що споживається двома механізмами.

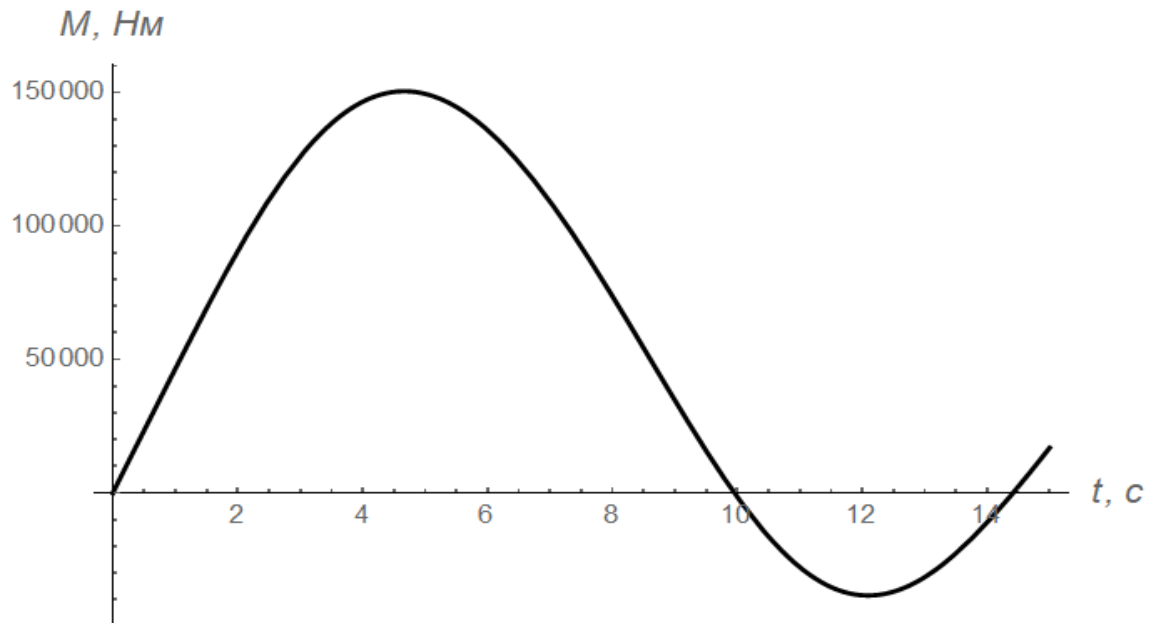


Рисунок 1.10 – Зведений рушійний момент приводного двигуна механізму повороту

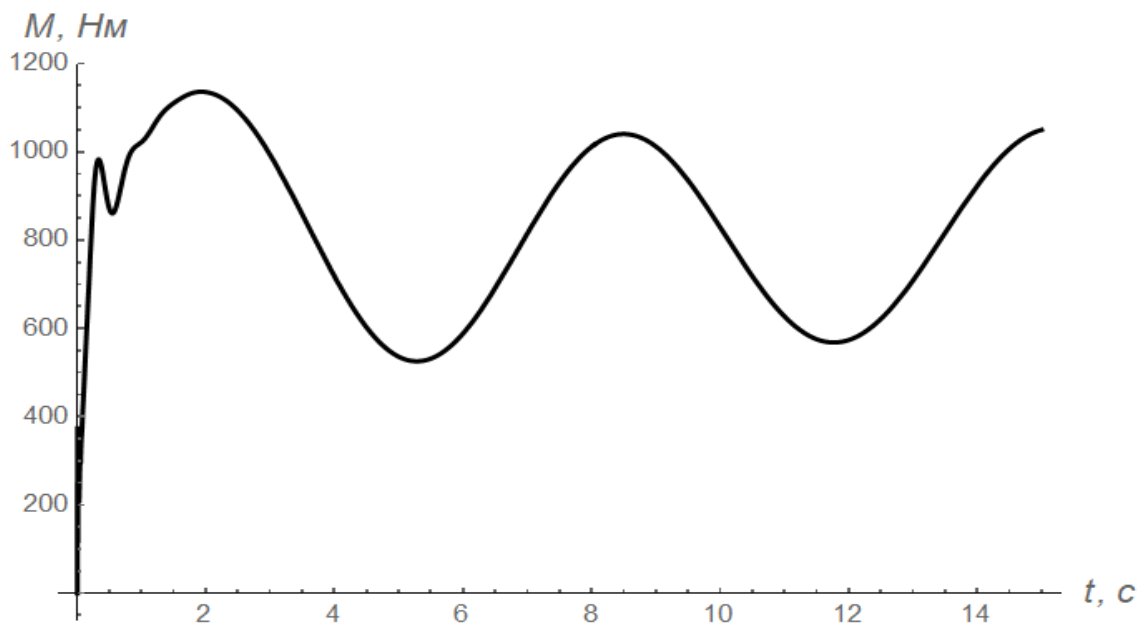


Рисунок 1.11 – Зведений рушійний момент приводного електродвигуна механізму повороту

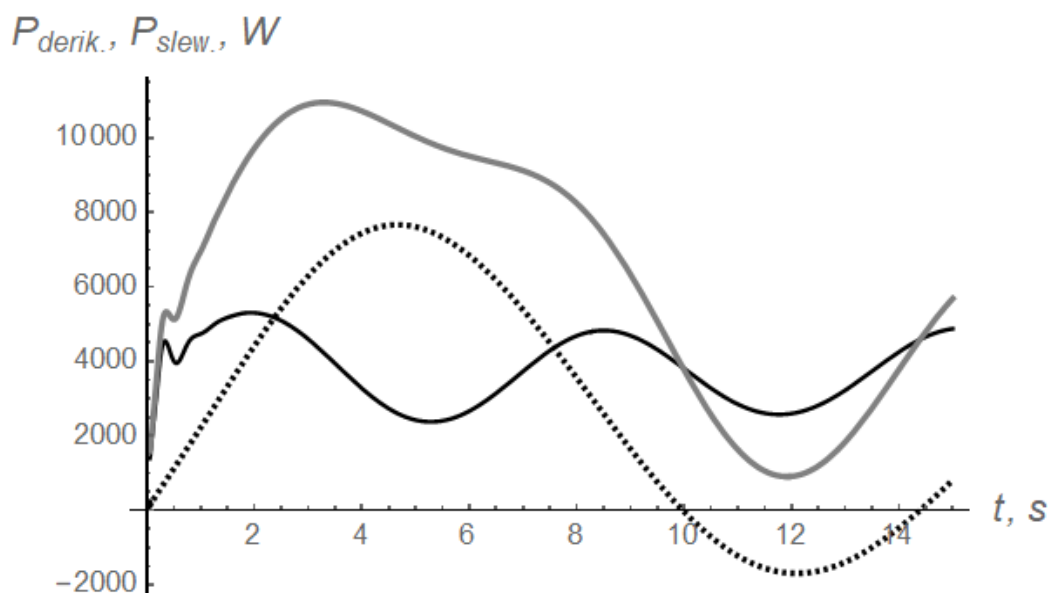


Рисунок 1.12 – Зміна потужності приводних механізмів зміни вильоту та повороту крана

В табл. 1.7 наведені деякі амплітудні, максимальні та середньоквадратичні значення кінематичних, силових та енергетичних характеристик сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана.

Таблиця 1.7 – Кінематичні, силові та енергетичні характеристики сумісного руху механізмів повороту та зміни вильоту баштового крана

Амплітуда маятникових коливань вантажу вздовж стріли	рад	0.42
Амплітуда маятникових коливань вантажу перпендикулярно стрілі	рад	0.02945
Амплітуда пружно-в'язких коливань каната	м	0.168
Амплітуда пружно-в'язких коливань башти	рад	0.1176
Максимальний рушійний момент приводу механізму зміни вильоту вантажу	Нм	150483.
Максимальний рушійний момент приводу механізму повороту башти	Нм	1136.3
Середньоквадратичне значення рушійного моменту приводу механізму зміни вильоту вантажу	Нм	85861.2
Середньоквадратичне значення рушійного моменту приводу механізму повороту башти	Нм	85859.1
Максимальне пружно-в'язке зусилля у канаті механізму зміни вильоту вантажу	Н	7575.2
Максимальний пружно-в'язкий момент у башті	Нм	150483.
Середньоквадратичне значення пружно-в'язкого зусилля у канаті механізму зміни вильоту вантажу	Н	5615.67
Середньоквадратичне значення пружно-в'язкого моменту у башті	Нм	85859.1
Максимальна потужність механізму зміни вильоту вантажу	Вт	23889.5
Максимальна потужність механізму повороту башти	Вт	24808.4
Максимальна втрата потужності механізму зміни вильоту вантажу	Вт	20186.
Максимальна втрата потужності механізму повороту башти	Вт	20219.8

З наведених даних табл. 1.7 можна бачити, що спостерігаються значні відхилення максимальних значень кінематичних, силових та енергетичних характеристик від їхніх середніх та середньоквадратичних значень. Так, наприклад, максимальний рушійний момент приводу механізму зміни вильоту вантажу становить 150483 Нм, а його середньоквадратичне значення майже вдвічі менше - 85861 Нм. Це вказує на значні динамічні перевантаження приводних механізмів та елементів конструкції баштового крана під час проходження перехідних процесів.

Перспективи подальших досліджень у даному напрямку полягають у визначенні оптимальних режимів руху окремих механізмів [47, 49, 51], а також раціоналізації окремих вузлів і елементів кранових механізмів.

### **1.3.2 Результати динамічного аналізу сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу**

За допомогою розробленої комп'ютерної програми динамічного аналізу сумісного руху механізмів баштового крану здійснено розрахунок розробленої математичної моделі сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу.

В результаті проведених розрахунків динамічного аналізу сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крану побудовані графічні залежності кінематичних (рис. 1.13-1.16), динамічних (рис. 1.17-1.20) та енергетичних (рис. 1.21-1.22) характеристик стрілової системи.

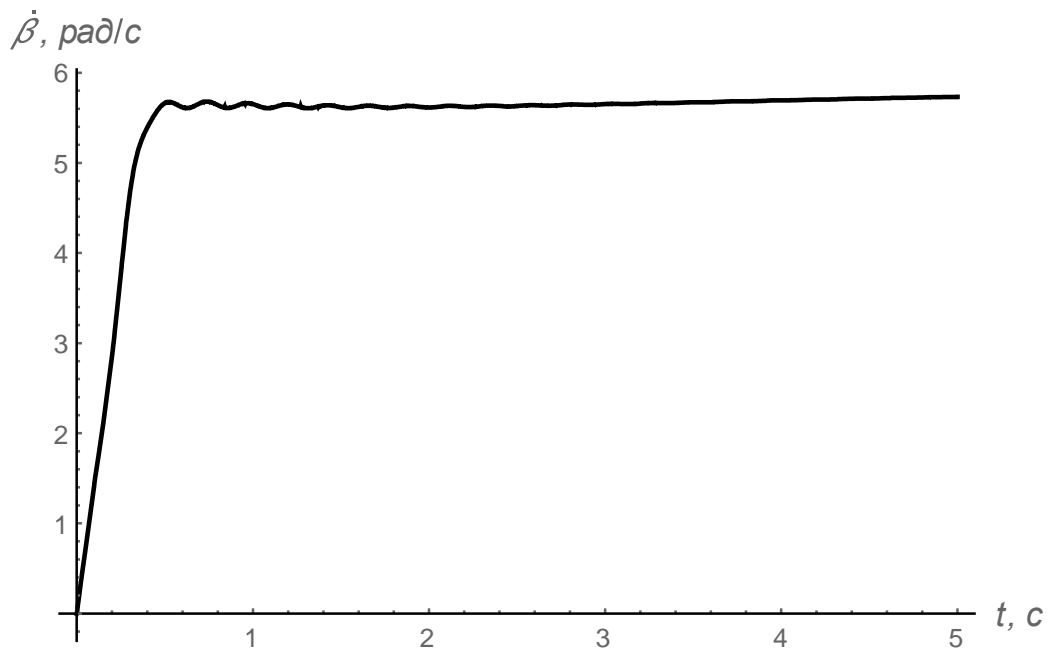


Рисунок 1.13 – Графік зміни кутової швидкості барабана приводу візка

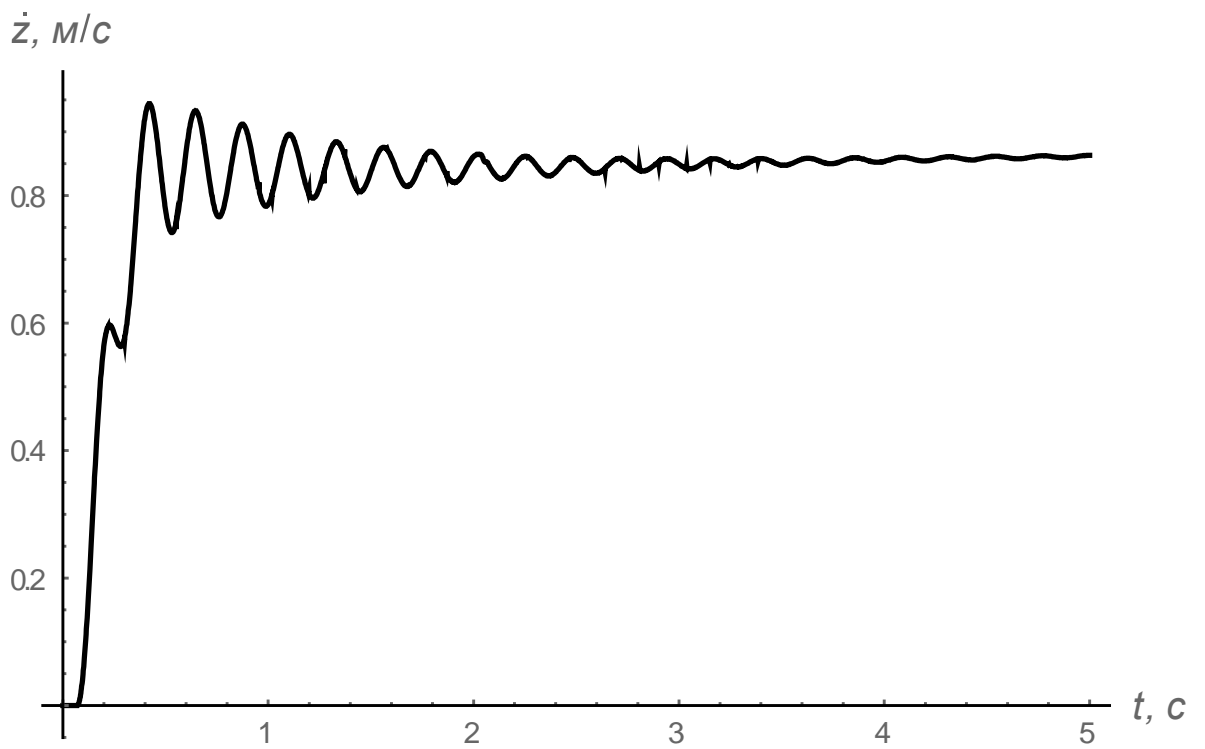


Рисунок 1.14 – Графік зміни швидкості переміщення візка

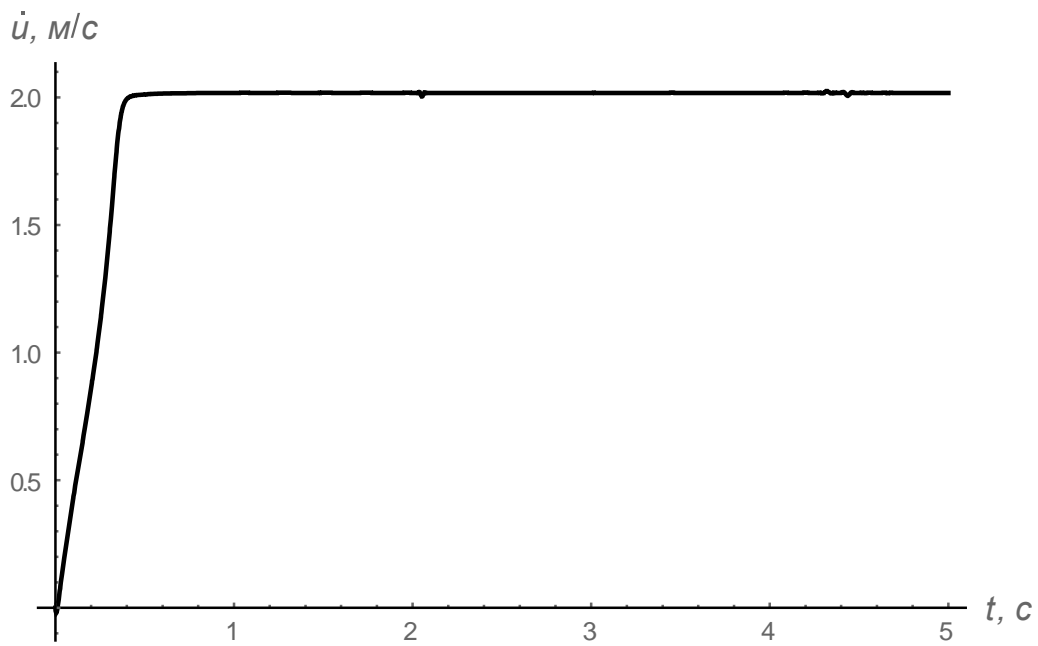


Рисунок 1.15 – Графік зміни швидкості підйому вантажу

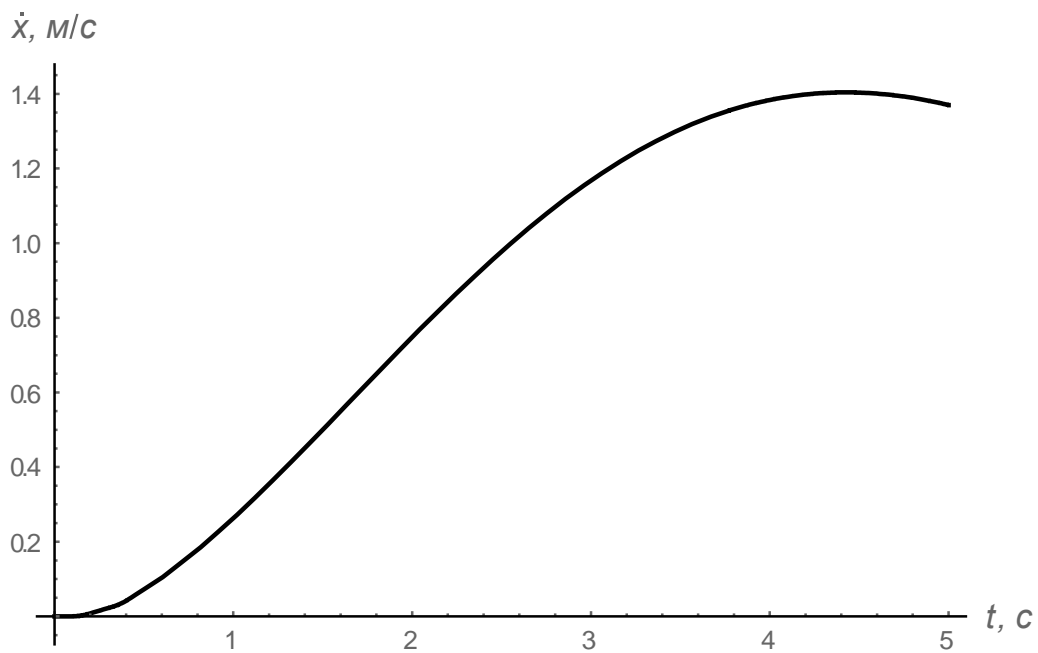


Рисунок 1.16 – Графік зміни швидкості горизонтального переміщення вантажу

На рис. 1.13 наведено графік зміни кутової швидкості приводного барабану переміщення візка, з якого видно, що барабан набуває усталеної швидкості 5,6 рад/с протягом 0,5с. При цьому на ділянці усталеного руху

спостерігаються незначні високочастотні коливання кутової швидкості барабана, які досить швидко (протягом 3 с) згасають. Разом з тим, візок на ділянці усталеного руху має значні високочастотні коливання швидкості переміщення (рис. 1.14), з максимальним значенням амплітуди коливань 0,1 м/с, що складає 12% від усталеної швидкості руху візка. Однак, ці коливання також досить швидко, протягом 5с руху, згасають. В горизонтальній складовій швидкості вантажу (рис. 1.16) мають місце низькочастотні коливання, які викликані маятниковими коливаннями вантажу на гнучкому підвісі. При цьому максимальне значення горизонтальної складової швидкості вантажу досягає 1,4 м/с, що у 1,7 разів перевищує усталену швидкість візка. Низькочастотні коливання вантажу на гнучкому підвісі згасають досить повільно, які необхідно гасити спеціальними засобами керування рухом крановими механізмами. Вертикальна складова швидкості руху вантажу (рис. 1.15) досить швидко (протягом 0,4с) набуває усталеного значення без наявності будь-яких коливань швидкості механізму підйому вантажу.

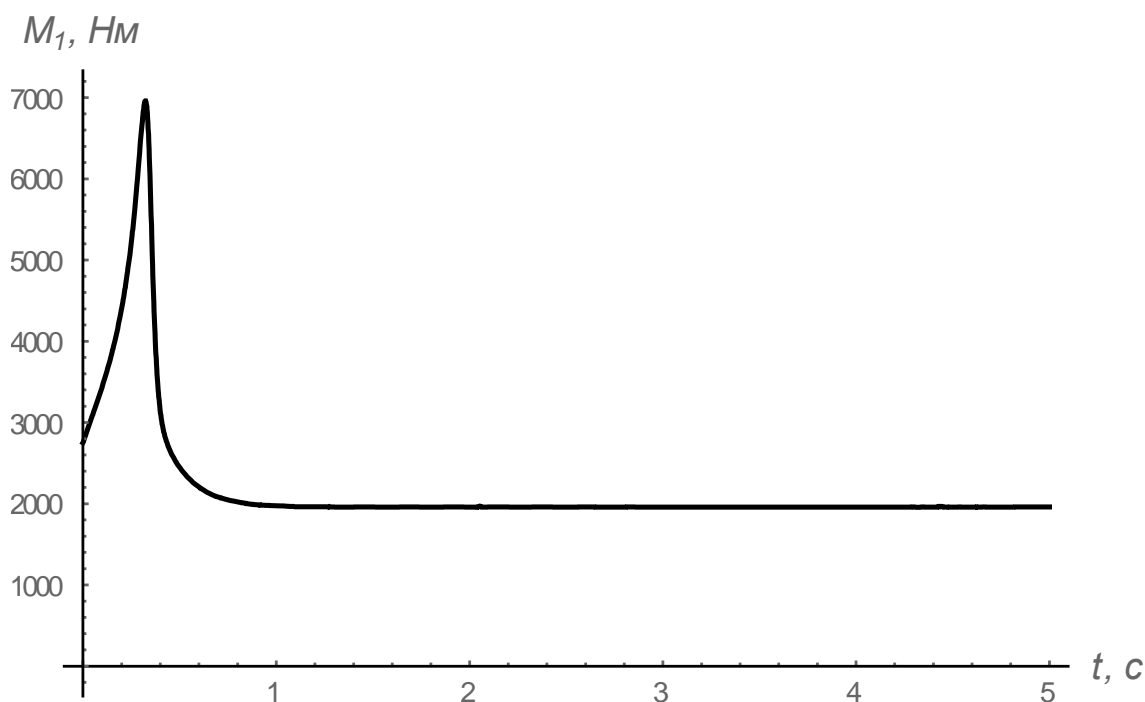


Рисунок 1.17 – Графік рушійного моменту приводу механізму підйому вантажу

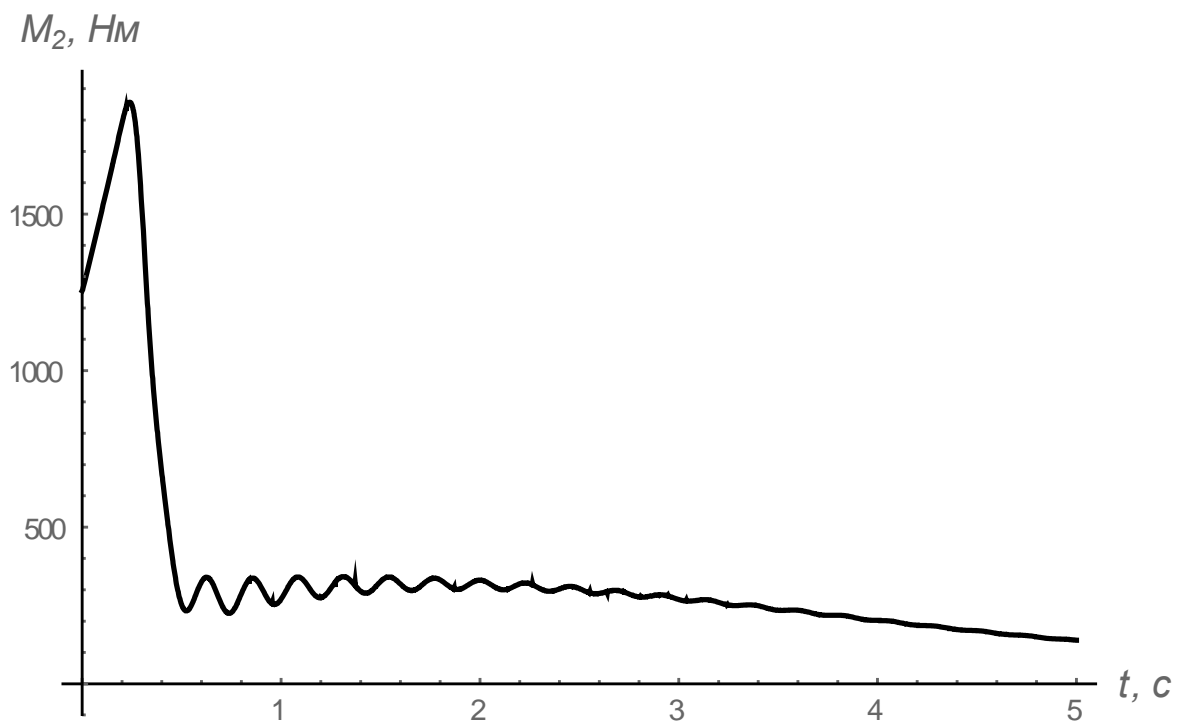


Рисунок 1.18 – Графік зміни рушійного моменту приводу переміщення візку

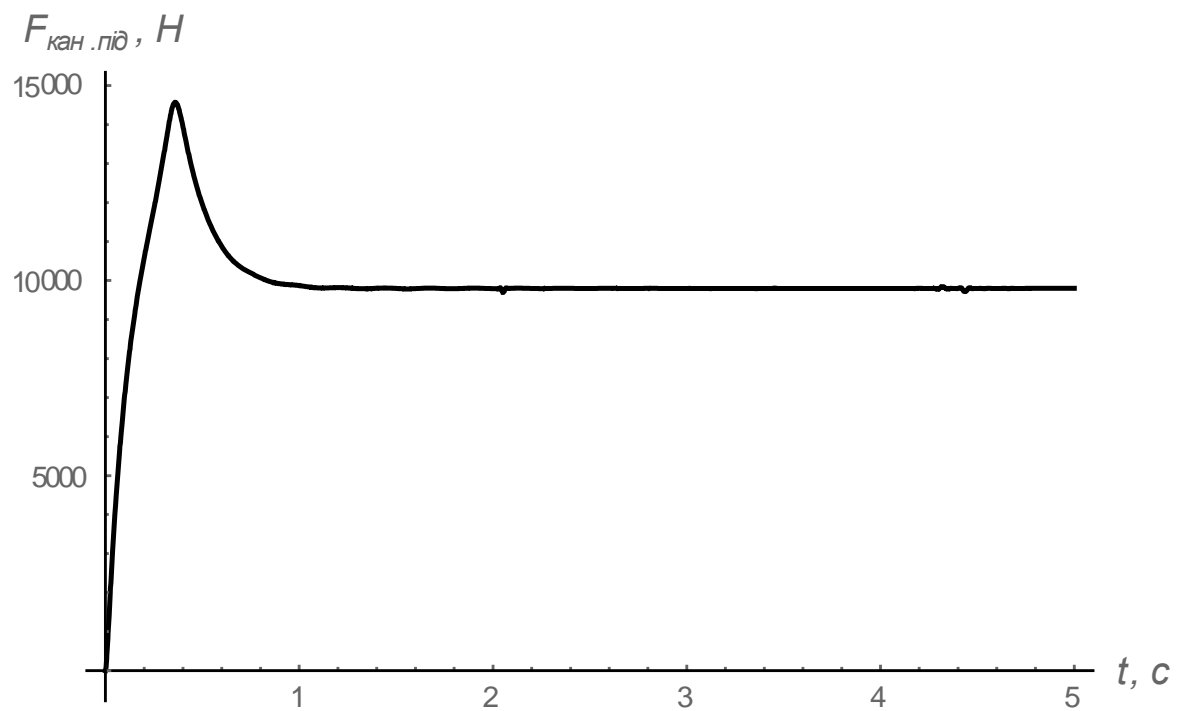


Рисунок 1.19 – Графік зміни зусилля в канаті механізму підйому вантажу

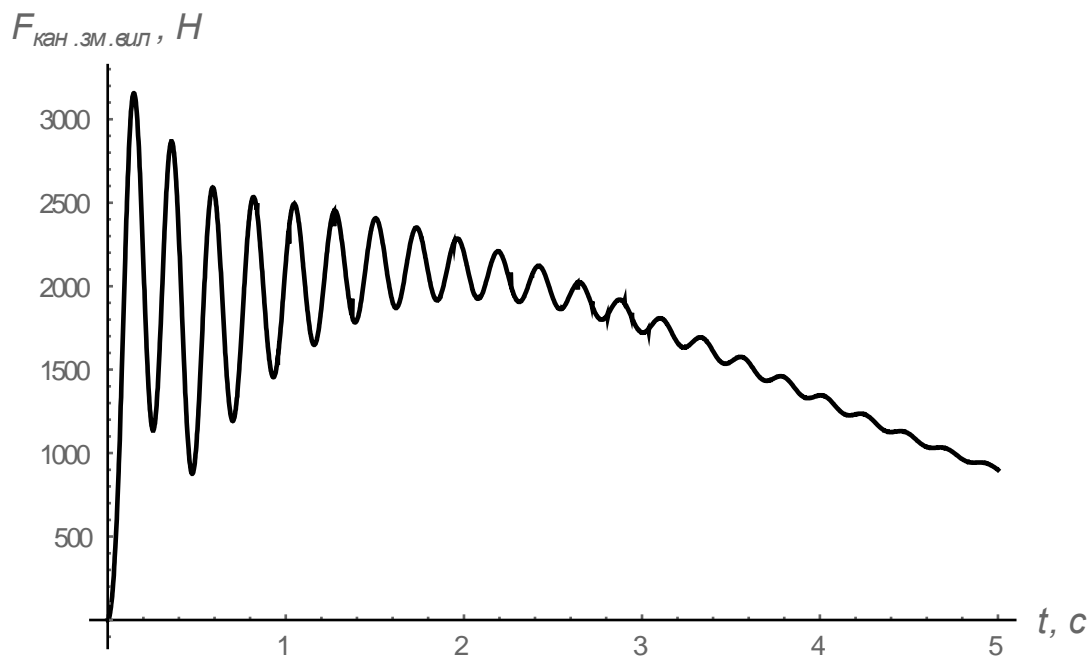


Рисунок 1.20 – Графік зміни зусилля в канаті переміщення візка

Рушійний момент механізму підйому вантажу на ділянці пуску (рис. 1.17) досягає 7000 Н.м, що у 3,5 рази перевищує його усталене значення. Це вказує на значне перевантаження механізму підйому вантажу під час проходження перехідних процесів (пуск, гальмування, зміна швидкості руху). Максимальне значення рушійного моменту приводу переміщення візка під час пуску становить 1850 Н.м (рис. 1.18), що майже в 9 разів перевищує його мінімальне і в 6 разів максимальне значення на ділянці усталеного руху. Крім того, на ділянці усталеного руху спостерігаються високочастотні коливання рушійного моменту приводу переміщення візка, які протягом трьох секунд затухають. З наведеного можна зробити висновок, що і механізм переміщення візка на ділянці пуску працює зі значними перевантаженнями. Максимальне значення тягового зусилля в канаті під час пуску механізму підйому вантажу становить 15 кН (рис. 1.19), що в 1,5 разів перевищує його усталене значення. Наведені результати також вказують на перевантаження тягового канату механізму підйому вантажу під час проходження перехідного процесу пуску. В тяговому канаті механізму переміщення візка мають місце значні високочастотні коливання (рис. 1.20), які затухають протягом п'яти секунд

руху. При цьому максимальне значення тягового зусилля спостерігається на початку пуску і становить 3,2 кН, що більше ніж втричі перевищує його мінімальне значення на ділянці усталеного руху. Все це вказує на значні динамічні перевантаження механізму переміщення візка з вантажем.

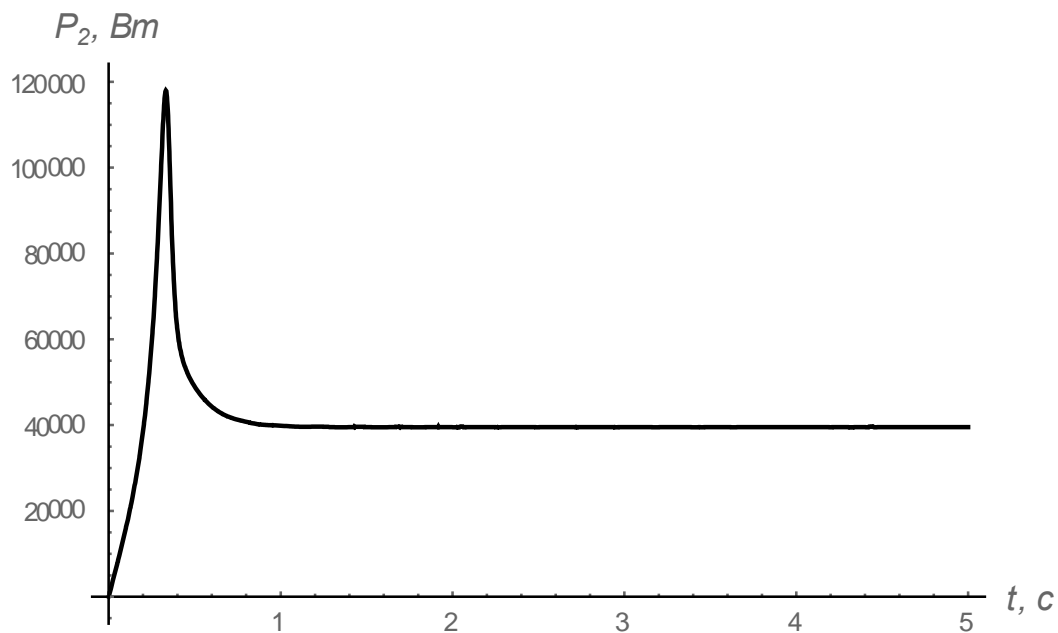


Рисунок 1.21 – Графік зміни потужності приводу механізму підйому вантажу

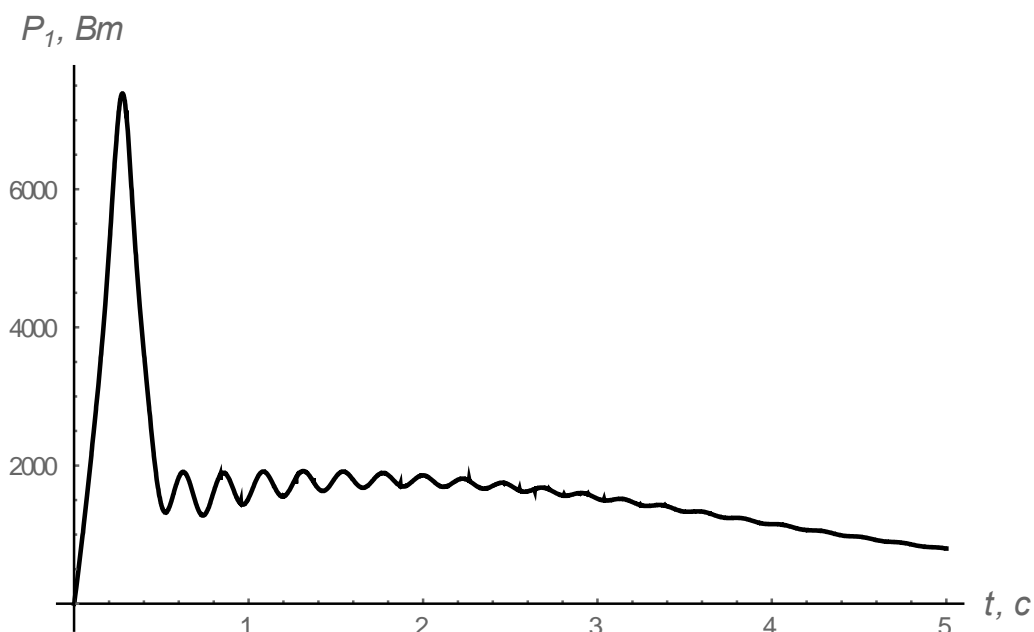


Рисунок 1.22 – Графік потужності приводу механізму переміщення візка

В процесі пуску механізму підйому вантажу потужність приводного електродвигуна різко зростає до максимальної величини 120 кВт (рис.1.21), а потім також різко спадає до усталеного значення 40 кВт. Такий режим пуску механізму підйому вантажу приводить до трикратного перевантаження двигуна по потужності в порівнянні з усталеним режимом руху. Потужність приводного електродвигуна механізму переміщення візка (рис. 1.22) також різко зростає в процесі пуску до максимальної величини 7,5 кВт, після чого різко спадає до усталеного значення 2,0 кВт. На ділянці усталеного руху спостерігаються незначні високочастотні коливання потужності, які затухають протягом п'яти секунд.

### **1.3.3 Розробка рекомендацій щодо режимів сумісного руху механізмів вантажопідйомних машин**

В реальних умовах експлуатації баштових кранів з метою підвищення продуктивності виконання вантажно-транспортних та монтажних операцій здійснюють суміщення одночасної роботи декількох механізмів. Так, наприклад, суміщають роботу механізмів зміни вильоту та підйому вантажу, а також інших механізмів. Однак, при цьому, особливо при виконанні перехідних процесів (пуск, гальмування, зміна швидкості руху), в елементах приводних механізмів та конструкції крана значно зростають динамічні навантаження, які знижують надійність роботи крана в цілому та окремих його механізмів, а також підвищують енергетичні витрати.

Проведенні дослідження динаміки руху при сумісній роботі механізмів, зміни вильоту та повороту крана, а також зміни вильоту та підйому вантажу підтвердили значні перевантаження приводних механізмів та елементів конструкції баштового крану. В приводних механізмах, а також в тягових органах (канатах) з пружно-дисипативними елементами виникають високочастотні коливання, які є причиною втомних руйнувань кранових елементів і конструкцій. Крім того, підтвердилась наявність низькочастотних

коливань вантажу на гнучкому підвісі. Наявність цих коливань приводить до зменшення продуктивності крана, підвищення енергетичних витрат приводних механізмів та мають значний вплив на безпечну експлуатацію крана.

Практично всі ці небажані характеристики роботи баштових кранів залежать від режимів руху приводних механізмів. Особливо проявляється цей вплив при сумісній роботі окремих механізмів. Тому виникає потреба вибору таких режимів руху приводних механізмів, при яких високочастотні коливання ланок та низькочастотні коливання вантажу на гнучкому підвісі зводились би до мінімуму або були б відсутні повністю.

Вирішити цю проблему можна шляхом оптимізації режимів руху приводних механізмів з урахуванням кінематичних, інерційних та динамічних характеристик всієї системи баштового крану та його механізмів при сумісному русі. Для отримання таких режимів руху необхідно багатопланово обґрунтувати критерії оптимізації та розробити методику оптимізації режимів руху.

Для реалізації таких оптимальних режимів руху необхідно розробити системи керування крановими механізмами в реальному часі зі зворотнім зв'язком, Тут дуже важливим є наявність вимірювальних засобів, щоб знати реальну динаміку руху механізмів.

## Висновки до першого розділу

За результатами проведених досліджень першого розділу зроблені наступні висновки:

1. Нормована тривалість експлуатації баштових кранів не перевищує 16 років, що визначається важкими умовами роботи їх механізмів, тому є потреба в продовженні їхнього ресурсу.
2. Аналіз наукових публікацій, які проіндексовані у базах даних Scopus, Web of Science та Google Scholar показав тенденцію зростання публікацій, в яких досліджуються питання динаміки та оптимального керування механізмами повороту крана та зміни вильоту вантажу. Лідерами у цьому напрямку є США, Китай, Японія, Південна Корея, країни Західної Європи.
3. Змістовний аналіз публікацій дозволив виявити те, що існують відносно прості аналітичні залежності, які дозволяють оцінити рівень динамічних навантажень у пружних елементах механізму повороту баштового крана. Однак, вони не враховують особливості механічних характеристик приводів механізмів і тому такі результати можна використовувати лише у першому наближенні.
4. Математичні моделі стрілових кранів із вантажем на гнучкому підвісі, як правило, представлені у вигляді системи нелінійних диференціальних рівнянь. Застосування лінійних моделей дозволило знайти оптимальні керування, які усувають маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі. Для цього використано принцип максимуму, прямі варіаційні методи, fuzzy-логіку, класичні (ПД) регулятори. Однак, більшість отриманих результатів не дозволяють усувати коливання вантажу при сумісній роботі механізмів зміни вильоту вантажу та повороту крана або зміни вильоту та підйому вантажу.
5. За результатами досліджень динамічних процесів при сумісному русі механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана розроблена

пружно-дисипативна динамічна модель сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту крана. В цій моделі для врахування електродинамічних процесів механізмів зміни вильоту та повороту крана використані динамічні механічні характеристики приводних електродвигунів.

6. На основі побудованої динамічної моделі складені диференціальні рівняння руху механічної частини механізмів та динамічних електромагнітних процесів приводних електродвигунів. Спільний розв'язок отриманих рівнянь здійснено чисельними методами на основі розробленої комп'ютерної програми.
7. В результаті розв'язку отриманих рівнянь для числових параметрів реального баштового крана проведено динамічний та енергетичний аналіз сумісної роботи механізмів зміни вильоту та повороту крана, з якого виявлені значні динамічні та енергетичні перевантаження приводних механізмів та конструкцій крана.
8. Наявність таких перевантажень має суттєвий вплив на надійність та продуктивність крана, а також на умови роботи кранівника та обслуговуючого персоналу. Для зменшення динамічних та енергетичних перевантажень кранових механізмів запропоновано оптимізувати режими руху приводних механізмів.
9. За результатами досліджень динамічних процесів при сумісному русі механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана розроблена математична модель динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу. В розробленій моделі враховано основний рух приводних механізмів, а також високочастотні коливання ланок, що володіють пружно-дисипативними властивостями та низькочастотні коливання вантажу на гнучкому підвісі.
10. В результаті здійснених розрахунків проведено динамічний аналіз сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу, де виявлені значні перевантаження механізмів під час проходження

перехідних процесів (пуск, гальмування, зміна швидкості руху). Мають місце високочастотні коливання ланок механізмів, що володіють пружно-дисипативними властивостями, які досить швидко затухають, а також низькочастотні коливання вантажу на гнучкому підвісі, які практично не затухають.

11. Для зменшення перевантажень механізмів зміни вильоту та підйому вантажу під час пуску та гальмування, а також усунення коливань на ділянках усталеного руху рекомендовано здійснювати оптимізацію режимів сумісного руху механізмів і розробляти системи керування приводами, які дозволяють реалізувати бажані режими руху кранових механізмів.
12. Розроблена комп'ютерна програма представлена у вигляді єдиного розрахункового модуля, за допомогою якого можна розраховувати характеристики сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана.
13. Результати розрахунків, виконаних за допомогою розробленої програми, можуть представлятись в числовому або графічному вигляді.
14. За допомогою розробленої програми здійснюється порівняльний аналіз різних режимів сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ ПЕРШОГО РОЗДІЛУ:

1. Александров М.П., Колобов Л.Н., Лобов Н.А. и др. Грузоподъемные машины. М.: Машиностроение, 1986. 400 с.
2. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання. Затверджено наказом Міністерства соціальної політики України № 62 від 19.01.2018 . Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 27 лютого 2018 р. за № 244/31696.
3. Невзоров Л.А., Пазельський Г.Н., Романова В.А. Башенные краны. 4-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1980. 326 с.
4. Deutsches Patent- und Markenamt: веб-сайт. URL: <https://depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?action=einsteiger> (доступ 05.03.2021)
5. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1989. 536 с.
6. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины. К.: Вища школа, 1989. 328 с.
7. Шеффлер М., Дресиг Х., Курт Ф.; [пер. с немецкого М.М. Рунов, В.Н. Федосеев] Грузоподъемные краны. Кн. 2. М.: Машиностроение, 1981. 287 с.
8. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. – М.-К.: Машгиз, 1953. 187 с.
9. Rossi S.p.A EPS Slewing Drives. Edition December 2011. Industries Media No. 4083. [https://www.bibus.ua/fileadmin/product\\_data/rossi/document/ROSSI\\_slewing\\_drive\\_catalogue\\_en.pdf](https://www.bibus.ua/fileadmin/product_data/rossi/document/ROSSI_slewing_drive_catalogue_en.pdf) (доступ 07.01.2020)
10. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1969. 520 с.
11. Казак С.А. Динамика мостовых кранов. М.: Машиностроение, 1968. 331 с.

12. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. М.: Машиностроение, 1987. 160 с.
13. Приймаков О.Г., Градиський Ю.О. Математична модель коливань вантажу при повороті крана підйомно-транспортної машини. Сільськогосподарські машини. 2013, Вип. 25, С. 111-117.
14. Кузьмин А.Н., В.В. Суглобов, В.И. Федун. Исследование колебаний груза на гибком подвесе при повороте крана. Захист металургійних машин від поломок: збірник наукових праць ПДТУ. Маріуполь, 2011, Вип. 13, С. 141-147.
15. Ловейкін В.С., Бойко А.В., Човнюк Ю.В. Нелінійні маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі при різних режимах обертання. Вісник ТНТУ. 2010, Том 15, № 3, С. 41-48.
16. Ju F., Choo Y.S., Cui F.S. Dynamic response of tower crane induced by the pendulum motion of the payload. International Journal of Solids and Structures. 2006, 43, P. 376–389
17. Vaughan J., Kim D., Singhose W. Control of Tower Cranes With Double-Pendulum Payload Dynamics. IEEE transactions on control systems technolog., 2010, Vol. 18, № 6, P. 1345-1358.
18. Schlott P., Rauscher F., Sawodny O. Modelling the Structural Dynamics of a Tower Crane. IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics, 2016, P. 763-768.
19. Булатов Ж.Л., Синельщиков А.В. Состояние вопроса динамики башенных кранов с учетом больших перемещений. Вестник Астраханского государственного технического университета, 2014, №1 (57), С. 23-29.
20. Doçi I., Shpetim L. Rotational motion of tower crane – dynamic analysis and regulation using schematic modeling. International scientific journal "Mathematical modeling", 2018, Issue 1, P. 21-25.
21. Nalbandian A.H. Dynamic Analysis of the Tower Crane. Dissertation submitted to the faculty of engineering, university of malaya in partial

- fulfillment of the requirement for the degree of master of mechanical engineering. – P 125.
22. Zhuoqing L., Tong Y., Ning S., Yongchun F. An Antiswing Trajectory Planning Method With State Constraints for 4-DOF Tower Cranes: Design and Experiments. *IEEE Access.*, 2019, Vol. 7, P. 62142-62151.
  23. Böck M., Kugi A. Real-time Nonlinear Model Predictive Path-Following Control of a Laboratory Tower Crane. *IEEE Transactions on control system technology*, 2016, Vol. 22, №4, P. 1461-1473.
  24. Макаревич Е.В., Шамардина В.Н., Палис Ф., Палис С. Разработка оптимального управления движениями башенного крана. *Електротехнічні та комп'ютерні системи*, 2011, № 3, С. 170-171.
  25. Палис С., Палис Ф., Лехнерт М. Система демпфирования колебаний для подъемных кранов вращения. Перевод с английского: Зюзин Д.Г. URL: <http://masters.donntu.org/2009/eltf/zyuzin/library/translate.htm>. (дата доступа 25.02.2020)
  26. Devesse W., Ramteen M., Feng L., Wikander J. A real-time optimal control method for swing-free tower crane motions. 2013 IEEE International Conference on Automation Science and Engineering (CASE). Madison, WI, 2013, P. 336-341.
  27. Корн Г.А., Корн Т.М. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1973, 832 с.
  28. Герасимьяк Р.П., Лещёв В.А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. Одесса: СМІЛ, 2008. 192 с.
  29. Kostikov A.A., Perig A.V., Larichkin O.V., Stadnik A.N., Gribkov E.P. Research Into Payload Swaying Reduction Through Cable Length Manipulation During Boom Crane Motion. *FME Transactions*, 2019, 47, P. 464-476. DOI: 10.5937/fmet1903464K.
  30. Тепляков А.Г. Реализация оптимального управления частотным электроприводом механизма поворота. *Електромашинобудування та електрообладнання*, 2004, Вип. 62, С. 36–39.

31. Герасимьяк Р.П., Мельникова Л.В. Оптимальное управление крановым механизмом передвижения. Автоматика. Автоматизация. Электротехнические комплексы и системы. 1999, № 1, С. 87-94.
32. Carmona I.G., Collado J. Control of a two wired hammerhead tower crane. Nonlinear Dynamics, 2016, 84, P. 2137-2148.
33. Galafshani A.L. Modeling and Optimal Control of Tower Crane Motions. A thesis of Doctor of Philosophy in Electrical Engineering. 1999, 133 p.
34. Hanafy M. Omar, Ali H. Nayfeh. Gain Scheduling Feedback Control for Tower Cranes. Journal of Vibration and Control, 2003, 9, P. 399–418.
35. Hanafy M. Omar, Ali H. Nayfeh. Gain Scheduling Feedback Control of Tower Cranes with Friction Compensation. Journal of Vibration and Control, 2004, 10, P. 269–289.
36. Phuong D. Ngo, Yung C. Shin. Gain estimation of nonlinear dynamic systems modeled by an FBFN and the maximum outputs caling factor of a self-tuning PI fuzzy controller. Engineering Applications of Artificial Intelligence, 2015, 42, P. 1–15.
37. Devesse W. Slew Control Methods for Tower Cranes. Performance comparison of different methods with a focus on optimal control. Master of Science Thesis MMK 2012:44 MDA 432 KTH Industrial Engineering and Management Machine Design SE-100 44 STOCKHOLM.
38. Loveikin V., Romasevych Y., Kadykalo I., Liashko A. Optimization of the swinging mode of the boom crane upon a complex integral criterion. Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2019, Sofia, Vol. 49, P. 285-296.
39. Romasevych Y., Loveikin V. A Novel Multi-Epoch Particle Swarm Optimization Technique. Bulgarian academy of sciences. Cybernetics and information technologies, 2018, Vol. 18, No. 3, P. 62–74.
40. Ловейкін В.С., Афтанділянц Є.Г., Шевчук О.Г. Аналіз систем керування механізмами баштових кранів для усунення коливань вантажу. Машинобудування, 2015, № 15, С. 39-45.

41. Ловейкин В.С., Ромасевич Ю.А., Стехно А.В. Параметрическая оптимизация механизма изменения вылета груза башенного крана с балочной стрелой. Синергия, 2017, № 2, С. 116-124.
42. Ловейкин В.С., Ромасевич Ю.О., Стехно О.В. Оптимізація режимів зміни вильоту вантажу баштового крана. Монографія. – К.: ЦП „КОМПРІНТ”, 2017. – 172 с.
43. Казак С.А. Статистическая динамика и надежность подъемно-транспортных машин. 2007. 86 с. (УПИ им. С.М. Кирова).
44. Казак С.А. Динамика мостовых кранов. Москва. Машиностроение. 2008. 332 с.
45. Орлов А.Н. Общая динамическая модель грузоподъемных кранов. Оптимизация параметров строительных и дорожных машин. Ярославль. Издательство Яросл. политех. ин-та. 2012. С. 13-20.
46. Герасимьяк Р.П., Найденко О.В. Особливості керування електродвигуном механізму вильоту стріли під час обертання крана з підвісним вантажем. Електромашинобудування та електрообладнання. 2007. Вип. 68. С. 11-15.
47. Герасимьяк Р.П., Лещев В.А. Анализ и синтез крановых электротехнических систем. Одесса СМІЛ. 2008. 192 с.
48. Анненкова О.С., Францен Г.Е. Строительные башенные краны и подъемники для возведения многоэтажных зданий. Алт. гос. техн. ун-т им. И.И. Ползунова. Барнаул. Узд-во Алт ГТУ. 2008. 206 с.
49. Loveikin, V., Romasevych, Y., Kadykalo, I., Liashko, A. Optimization of the swinging mode of the boom crane upon a complex integral criterion. Journal of Theoretical and Applied Mechanics (Bulgaria), 2019, 49(3), pp. 285–296.
50. Ловейкин В.С., Ромасевич Ю.О., Ловейкин А.В., Муштин Д.І. Динамічний аналіз руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана з балочною стрілою. Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 1, pp. 5-11.

51. Штейнер Р.Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты. Екатеринбург. УРО РАН. 2000. 654 с.
52. Loveikin V.S., Romasevych Yu.O. Regime-parametric optimization of a mine winder deceleration. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. Issue 5, 2018, Pages 72-78. DOI: 10.29202/nvngu/2018-5/9
53. Grigorov O., Druzhynin E., Strizhak V., Strizhak M., Anishchenko G. Numerical simulation of the dynamics of the system "trolley - load - Carrying rope" In a cable crane. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. Volume 3, Issue 7-93, 2018, Pages 6-12. DOI: 10.15587/1729-4061.2018.132473
54. Le T.A. Nonlinear controls of a rotating tower crane in conjunction with trolley motion. / Le T.A., Dang V.H., Ko D.H., An T.N., Lee, S.G. // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering*. – 2013. - 227(5). – P. 451–460. doi:10.1177/0959651812472437
55. Loveikin V. *Agrotronics and optimal control of cranes and hoisting machines: monograph* / Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Ohienko M., Duczmal W., Potwora W., Titova L., Rogovskii I. // - Opole: The Academy of Management and Administration in Opole, 2020. 164 p.
56. Ju F. Dynamic response of tower crane induced by the pendulum motion of the payload. / Ju F., Choo Y.S., Cui F.S.// *International Journal of Solids and Structures*. - 2006. - 43(2). – P. 376–389. doi: 10.1016/j.ijsolstr.2005.03.078
57. Stanišić. M. On a new theory of the dynamic behavior of the structures carrying moving masses, *Ingenieur-Archiv*. – 1985. - 55(3). – P. 176–185, doi: 10.1007/bf00536412.
58. Ju, F. Dynamic Analysis of Tower Cranes. /Ju F., Choo Y.S. // *Journal of Engineering Mechanics*. – 2005. – 131(1). – P. 88–96. doi:10.1061/(asce)0733-9399(2005)131:1(88)

59. Schlott P. Modelling the structural dynamics of a tower crane. / Schlott P., Rauscher F., Sawodny O. // IEEE International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM). – 2016. doi:10.1109/aim.2016.7576860
60. Wu T.S. Anti-sway tracking control of tower cranes with delayed uncertainty using a robust adaptive fuzzy control. / Wu T.S., Karkoub M., Yu W.S., Chen C.T., Her M.G., Wu K.W. // Fuzzy Sets and Systems. – 2016. – 290. – P. 118–137. doi: 10.1016/j.fss.2015.01.010
61. Loveikin V. Crane motor optimization. / Loveikin V., Romasevych Yu., Liashko A. // Journal of Theoretical and Applied Mechanics. – 2021. – Vol.51. – P. 65-75
62. Reutov A.A. Dynamic Modeling of Lift Hoisting Mechanism Block Pulley / Reutov A.A., Kobishchanov V.V., Sakalo V.I. // 2<sup>nd</sup> International Conference on Industrial Engineering, ICIE. Procedia Engineering. 2016. Volume. 150. P. 1303-1310. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.300>
63. Kozakova Alena. Tuning Methods to Attenuate Oscillatory Load-Disturbance Response: A Comparative Study. / Kozakova Alena, Capkova Romana, Bucz Stefan. // 6th International Conference on Advanced Control Circuits and Systems (ACCS) & 2019 5th International Conference on New Paradigms in Electronics & information Technology (PEIT). – 2019. – P. 197–202. doi:10.1109/ACCS-PEIT48329.2019.9062845
64. Capkova Romana. Experimental Modelling and Control of a Tower Crane. / Capkova Romana, Kozakova Alena, Bucz Stefan. // IEEE 2019 22nd International Conference on Process Control (PC19). – 2019. – P. 97–101. doi:10.1109/pc.2019.8815327
65. Michna M. Mechanical-Level Hardware-In-The-Loop and Simulation in Validation Testing of Prototype Tower Crane Drives. / Michna M, Kutt F, Sienkiewicz Ł, Ryndzionek R, Kostro G, Karkosiński D, Grochowski B. // Energies. 2020. 13(21):5727. <https://doi.org/10.3390/en13215727>
66. Shih-Chung Kang. Numerical Methods to Simulate and Visualize Detailed Crane Activities/ Shih-Chung Kang; Eduardo Miranda. //. Computer-Aided

- Civil and Infrastructure Engineering. – 2009. – 24(3). – P. 169–185.  
doi:10.1111/j.1467-8667.2008.00579.x
67. Chwastek Stefan. Optimization of crane mechanisms to reduce vibration. Automation in Construction. – 2020. – 119. – P. 103335–103344. doi: 10.1016/j.autcon.2020.103335
68. Chwastek S. Finding the globally optimal correlation of cranes drive mechanisms. Mechanics Based Design of Structures and Machines. 2021. P. 1–12. doi:10.1080/15397734.2021.1920978

## РОЗДІЛ 2

### МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ ВАНТАЖУ ПРИ УСТАЛЕНОМУ ПОВОРІТІ БАШТОВОГО КРАНА

#### 2.1 Короткий огляд наукових праць з динаміки і оптимального керування рухом механізмами баштових кранів

Дослідженню динамічних навантажень у кранах (зокрема, баштових) та коливань вантажу на гнучкому рідвісі присвячено значну кількість робіт [1-7].

У роботах [4-7] досліджено динаміку механізму руху візка та підйому вантажу для різних типів кранів. У цих роботах описано коливання вантажу на гнучкому підвісі. В роботі [8] розглядається одночасне переміщення візка з поворотом крана. Тут досліджували керування приводом механізму переміщення візка під час повороту крана з вантажем на гнучкому підвісі. Метою цього дослідження є зменшення коливань вантажу.

У статті [9] розглянуто сумісний рух механізмів повороту крана і візка. Оптимальне управління рухом було сформульовано та розв'язано методом метаевристичної оптимізації [10]. Його застосування зумовлене обмеженнями задачі, які відображаються в обмеженнях електроприводів. Подібна мета (усунення коливань вантажу) досліджувалася у значній кількості задач, де використані оптимізаційні підходи [11-13]. У роботі [11] розв'язано оптимізаційну задачу зменшення коливань вантажу на гнучку підвісі під час роботи механізму повороту крана за допомогою комплексного динамічного інтегрального критерію. У роботі [12] запропоновано оптимізувати процес пуску електродвигуна механізму горизонтального переміщення крана шляхом керування крутним моментом приводу, щоб забезпечити мінімальну тривалість пуску та усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі.

Важливим питанням оптимізації режимів кранових механізмів є критерій мінімізації. Одним з найпоширеніших критеріїв, який треба мінімізувати, є тривалість роботи механізму. Розв'язок задач оптимізації за

цим критерієм має вигляд релейної функції [13], що викликає додаткові навантаження на елементи механізмів приводу та металоконструкцію крана.

Крім того, слід згадати роботи [14, 15], які містять цікаві та багатообіцяючі результати. Наприклад, у статті [14] розглядалися двомаятникові коливання вантажу. Для розробки регулятора руху динамічної системи автори застосували теореми Ляпунова та Ласалія для забезпечення стійкості керованого руху. Чисельні результати показують зменшення коливань вантажу. У дослідженні [15] було розроблено систему для керування рухом візка під час повороту стріли. У цьому дослідженні застосовано підхід, що спирається на технології штучних нейронних мереж. Вони були навчені для того, щоб забезпечити врахування фактора зміної довжини гнучкого підвісу вантажу. Лабораторні експерименти підтвердили теоретичні результати. Однак коливання вантажу не були повністю усунені.

Аналіз наукових підходів у цій галузі показує широкий спектр можливих рішень усунення коливань вантажу під час сумісної роботи механізмів баштового крана. Це підтверджує твердження про актуальність даного напрямку та потребує подальших досліджень. Серед них можна виділити оптимальні методи досліджень. Саме вони будуть використані у даному дослідженні.

## **2.2 Математичне моделювання зміни вильоту вантажу при усталеному повороті баштового крана**

Для проведення досліджень розроблено динамічну модель баштового крана для оптимізації режимів руху механізму переміщення візка при усталеному повороті баштового крана (рис. 2.1). У цьому випадку стрілова система крана представляється як механічна система з абсолютно жорсткими тілами, за винятком тягового канату візка, який є пружним тілом, і гнучкої підвіски, яка коливається в площині руху візка. Момент інерції  $I$  і рушійний момент  $M$  приводу механізму руху візка приведені до осі обертання барабана.

Барабан і привод з моментом інерції  $I$  з'єднані з візком масою  $m_1$  пружним тросом з коефіцієнтом жорсткості  $C$  або  $C'$  в залежності від напрямку руху візка. Вантаж масою  $m$  з'єднаний з центром візка за допомогою гнучкої підвіски.

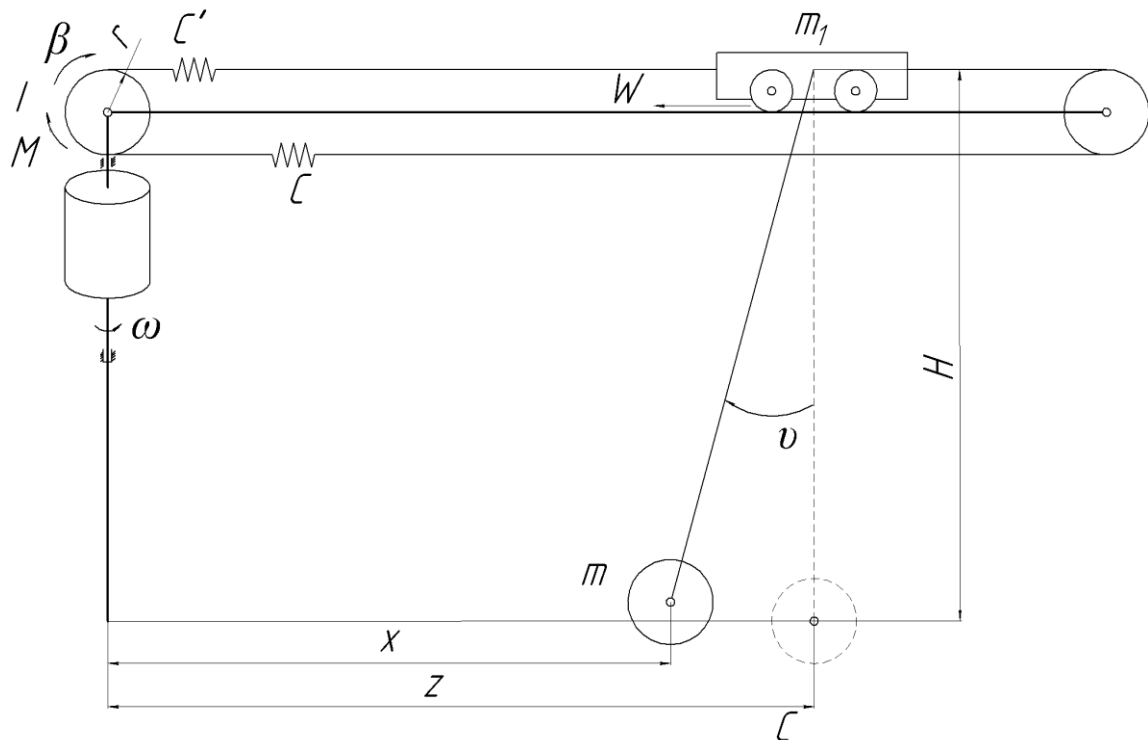


Рисунок 2.1 – Динамічна модель зміни вильоту вантажу при усталеному повороті баштового крана

Наведена динамічна модель стрілової кранової системи представлена у вигляді голономної механічної системи з трьома ступенями свободи, де узагальненими координатами є лінійні координати центрів мас візка  $z$  і вантажу  $x$ , а також кутова координата обертання барабана приводу руху візка  $\beta$ . Кутове відхилення гнучкої підвіски вантажу від вертикалі визначається кутовою координатою  $\vartheta$ .

Рухілий момент приводу  $M$  викликає зміну узагальнених координат стрілової системи крана. Сила опору руху візка  $W$ , яка завжди спрямована протилежно руху візка, також діє на рух стрілової системи. Довжина гнучкого

підвішування вантажу  $H$  є величиною сталою. Кутова швидкість повороту крана  $\omega$  також є постійною величиною.

Кутова координата відхилення  $\nu$  гнучкого підвісу від вертикалі змінюється в невеликих межах, що підтверджується практичними спостереженнями [5]. Таким чином, її можна визначити наступною залежністю:

$$\nu = \frac{z - x}{H} \quad (2.1)$$

Для динамічної моделі (рис. 2.1) диференціальні рівняння руху можна отримати за допомогою відомих рівнянь Лагранжа другого роду [16]:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} - \frac{\partial T}{\partial \beta} = M - \frac{\partial \Pi}{\partial \beta}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} - \frac{\partial T}{\partial z} = -\frac{\partial \Pi}{\partial z}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} = -\frac{\partial \Pi}{\partial x}, \end{cases} \quad (2.2)$$

де  $T$  і  $\Pi$  – кінематична та потенціальна енергія динамічної моделі стрілової системи крана відповідно.

Тепер можна записати функції кінетичної та потенціальної енергії стрілової системи:

$$T = \frac{1}{2} I \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} m_1 (\omega^2 z^2 + \dot{z}^2) + \frac{1}{2} m (\omega^2 x^2 + \dot{x}^2); \quad (2.3)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} C (\beta \cdot r - z)^2 + mgH(1 - \cos \nu), \quad (2.4)$$

де  $r$  – радіус барабана;  $g$  – прискорення вільного падіння.

Взявши необхідні похідні функцій (2.3) і (2.4) і підставивши знайдені результати в систему (2.2), матимемо наступну систему рівнянь:

$$\begin{cases} I \ddot{\beta} = M - Cr(\beta \cdot r - z); \\ m_1 \ddot{z} - m_1 \omega^2 z = C(\beta \cdot r - z) - \frac{mg}{H}(z - x) - W; \\ m \ddot{x} - m \omega^2 x = \frac{mg}{H}(z - x). \end{cases} \quad (2.5)$$

З останнього рівняння системи (2.5) виразимо координату  $z$  через  $x$ , в результаті отримаємо:

$$\begin{aligned} z &= \left(1 - \frac{H}{g} \omega^2\right) x + \frac{H}{g} \dot{x}; \\ \dot{z} &= \left(1 - \frac{H}{g} \omega^2\right) \dot{x} + \frac{H}{g} \ddot{x}; \quad \ddot{z} = \left(1 - \frac{H}{g} \omega^2\right) \ddot{x} + \frac{H}{g} x^{IV}. \end{aligned} \quad (2.6)$$

З другого рівняння системи (2.5) можна знайти вираз:

$$C(\beta \cdot r - z) = m_1 \ddot{z} - m_1 \omega^2 z + m \ddot{x} - m \omega^2 x + W \quad (2.7)$$

і виразити з нього кутову координату барабана:

$$\beta = \frac{1}{Cr} \left[ (C - m_1 \omega^2) z + m_1 \ddot{z} + m \ddot{x} - m \omega^2 x + W \right] \quad (2.8)$$

Тепер підставимо вирази  $z$  і  $\ddot{z}$  з (2.6) у залежність (2.8). В результаті чого маємо:

$$\beta = \frac{1}{Cr} \left\{ \left[ (C - m_1 \omega^2) \left(1 - \frac{H}{g} \omega^2\right) - m \omega^2 \right] x + \left[ (C - 2m_1 \omega^2) \frac{H}{g} + m_1 + m \right] \dot{x} + m_1 \frac{H}{g} x^{IV} + W \right\}. \quad (2.9)$$

Взяття похідних за часом від виразу (2.9) дало можливість отримати кутові швидкість та прискорення барабана:

$$\dot{\beta} = \frac{1}{Cr} \left\{ \left[ (C - m_1 \omega^2) \left(1 - \frac{H}{g} \omega^2\right) - m \omega^2 \right] \dot{x} + \left[ (C - 2m_1 \omega^2) \frac{H}{g} + m_1 + m \right] \ddot{x} + m_1 \frac{H}{g} x^{V} \right\}; \quad (2.10)$$

$$\ddot{\beta} = \frac{1}{Cr} \left\{ \left[ (C - m_1 \omega^2) \left(1 - \frac{H}{g} \omega^2\right) - m \omega^2 \right] \ddot{x} + \left[ (C - 2m_1 \omega^2) \frac{H}{g} + m_1 + m \right] x^{IV} + m_1 \frac{H}{g} x^{VI} \right\}. \quad (2.11)$$

Підстановка виразів  $z$  і  $\ddot{z}$  в залежності (2.7) дає наступний результат:

$$C(\beta \cdot r - z) = m_1 \frac{H^{IV}}{g} x + \left[ m + m_1 \left( 1 - 2 \frac{H}{g} \omega^2 \right) \right] \ddot{x} - \left[ m + m_1 \left( 1 - \frac{H}{g} \omega^2 \right) \right] \omega^2 x + W.$$

Тепер підставимо отриманий вираз і залежність (2.11) в перше рівняння системи (2.5), в результаті чого будемо мати вираз рушійного моменту приводу

$$\begin{aligned} M = & \frac{I \cdot m_1}{Cr} \cdot \frac{H^{VI}}{g} x + \left\{ \frac{I}{Cr} \left[ (C - m_1 \omega^2) \frac{H}{g} + m_1 \left( 1 - \frac{H}{g} \omega^2 \right) + m \right] + m_1 \frac{H}{g} r \right\}^{IV} x + \\ & + \left\{ \frac{I}{Cr} \left[ (C - m_1 \omega^2) \left( 1 - \frac{H}{g} \omega^2 \right) - m \omega^2 \right] + \left[ m + m_1 \left( 1 - 2 \frac{H}{g} \omega^2 \right) \right] r \right\} \ddot{x} - \\ & - \left[ m + m_1 \left( 1 - \frac{H}{g} \omega^2 \right) \right] \omega^2 r x + Wr. \end{aligned} \quad (2.12)$$

Вираз (2.12) можна представити так:

$$M = a_0 + a_1 x + a_2 \ddot{x} + a_3 x^{IV} + a_4 x^{VI}, \quad (2.13)$$

тут

$$\begin{aligned} a_0 &= Wr; \quad a_1 = - \left[ m + m_1 \left( 1 - \frac{H}{g} \omega^2 \right) \right] \omega^2 r; \\ a_2 &= \frac{I}{Cr} \left[ (C - m_1 \omega^2) \left( 1 - \frac{H}{g} \omega^2 \right) - m \omega^2 \right] + \left[ m + m_1 \left( 1 - 2 \frac{H}{g} \omega^2 \right) \right] r; \\ a_3 &= \frac{I}{Cr} \left[ (C - m_1 \omega^2) \frac{H}{g} + m_1 \left( 1 - \frac{H}{g} \omega^2 \right) + m \right] + m_1 \frac{H}{g} r; \\ a_4 &= \frac{m_1 I H}{Crg}; \quad a_{0,1,2,3,4} = const. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Отримані залежності будуть використані для визначення оптимальних законів руху механізму зміни вильоту вантажу баштового крана.

## 2.3 Оптимізація режимів зміни вильоту вантажу при усталеному повороті баштового крану

### 2.3.1 Оптимізація за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту

За критерій оптимізації під час керованого режиму руху механізму переміщення візка вибрано середньоквадратичне значення рушійного моменту, який приведено до осі барабана. Отже, маємо варіаційну задачу:

$$M_{RMS} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M^2 dt \right]^{1/2} \rightarrow \min \quad (2.15)$$

Важливість критерію (2.15) можна пояснити двома причинами. Перша з них пов'язана з енергоефективністю: середньоквадратичне значення приводного моменту пропорційне втратам енергії в електродвигуні. Друга причина відображає необхідність підвищення надійності механізму, що, у свою чергу, вимагає мінімізації еквівалентного (середньоквадратичного значення) моменту приводу.

Розв'язок задачі (2.15)  $x=x(t)$ ,  $0 \leq t \leq t_1$  має задовольняти крайовим умовам:

$$\begin{aligned} t=0: x &= x_0, \dot{x} = 0, \ddot{x} = x_0 \omega^2, \overset{IV}{\ddot{x}} = 0, \overset{V}{x} = x_0 \omega^4, \overset{V}{\dot{x}} = 0, \\ t=t_1: x &= x_0 + \frac{Vt_1}{2}, \dot{x} = V, \ddot{x} = \left(x_0 + \frac{Vt_1}{2}\right) \omega^2, \overset{IV}{\ddot{x}} = V \omega^2, \overset{V}{x} = \left(x_0 + \frac{Vt_1}{2}\right) \omega^4, \overset{V}{\dot{x}} = V \omega^4, \end{aligned} \quad (2.16)$$

де  $x_0$  – початкове положення візка та вантажу;  $V$  – усталена швидкість руху візка і вантажу.

Зазначимо, що варіаційну задачу (2.15) і (2.16) можна переписати в еквівалентному вигляді:

$$\int_0^{t_1} M^2 dt \rightarrow \min \quad (2.17)$$

Для спрощення позначення підінтегрального виразу (2.17) введемо позначення розв'язку  $x$ :

$$y(t) = x(t) + \frac{a_0}{a_1}, 0 \leq t \leq t_1, \Leftrightarrow x(t) = y(t) - \frac{a_0}{a_1}, 0 \leq t \leq t_1, \quad (2.18)$$

де  $y(t)$  це нова невідома функція, яку потрібно знайти.

Враховуючи позначення (2.18), а також те, що  $\ddot{x} = \ddot{y}$ ,  $x = y$ ,  $\dot{x} = \dot{y}$  можемо записати

$$\begin{aligned} M &= a_0 + a_1 x + a_2 \ddot{x} + a_3 \overset{IV}{x} + a_4 \overset{VI}{x} = a_1 \left( \frac{a_0}{a_1} + x \right) + a_2 \ddot{x} + a_3 \overset{IV}{x} + a_4 \overset{VI}{x} = \\ & a_1 y + a_2 \ddot{y} + a_3 \overset{IV}{y} + a_4 \overset{VI}{y} = \left[ a_1 + a_2 \frac{d^2}{dt^2} + a_3 \frac{d^4}{dt^4} + a_4 \frac{d^6}{dt^6} \right] y. \end{aligned} \quad (2.19)$$

Умовою мінімуму функціоналу (2.17) є рівняння Ейлера-Пуассона [17], яке можна представити у вигляді:

$$\frac{\partial M^2}{\partial y} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial M^2}{\partial \dot{y}} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial M^2}{\partial \overset{IV}{y}} + \frac{d^6}{dt^6} \frac{\partial M^2}{\partial \overset{VI}{y}} = 0. \quad (2.20)$$

Підставляючи зображення (2.19) у рівняння (2.20) і використовуючи правило диференціювання комплексної функції, отримуємо:

$$\begin{aligned} 2Ma_1 + \frac{d^2}{dt^2}(2Ma_2) + \frac{d^4}{dt^4}(2Ma_3) + \frac{d^6}{dt^6}(2Ma_4) &= 0 \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow Ma_1 + a_2 \frac{d^2 M}{dt^2} + a_3 \frac{d^4 M}{dt^4} + a_4 \frac{d^6 M}{dt^6} &= 0 \Leftrightarrow \\ \left[ a_1 + a_2 \frac{d^2}{dt^2} + a_3 \frac{d^4}{dt^4} + a_4 \frac{d^6}{dt^6} \right]^2 y &= 0. \end{aligned} \quad (2.21)$$

Отримане рівняння (2.21) фактично є лінійним однорідним диференціальним рівнянням 12-го порядку. Щоб його розв'язати, знайдемо корені характеристичного многочлена:

$$Q(\lambda) = [a_1 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda^4 + a_4\lambda^6]^2$$

Оскільки многочлен  $Q(\lambda)$  є квадратом многочлена 6-го порядку, він має шість коренів. Кожен з коренів 2-го порядку. Щоб їх знайти, запишемо рівняння:

$$a_1 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda^4 + a_4\lambda^6 = 0$$

в якому для зменшення степеня рівняння введемо позначення  $\lambda^2 = \mu$ . В результаті маємо алгебраїчне рівняння 3-го порядку

$$a_1 + a_2\mu + a_3\mu^2 + a_4\mu^3 = 0. \quad (2.22)$$

Його корені можна знайти методом Кардано [18] або одним із чисельних методів. Якщо вхідні параметри задачі мають такі значення:  $m=5000$  кг,  $I=30$  кгм<sup>2</sup>,  $H=10$  м,  $\omega=0,075$  рад/с,  $r=0,15$  м,  $c=1,65 \cdot 10^5$  Н/м,  $V=0,85$  м/с,  $x_0=7$  м,  $t_1=5$  с,  $W=5500$  Н, тоді наближеними розв'язками рівняння (2.22) є:  $\mu_1 \approx -687,17$ ,  $\mu_2 \approx -3,9041$ ,  $\mu_3 \approx -0,0044954$ .

Враховуючи рівність  $\lambda^2 = \mu$ , для коренів характеристичного многочлена  $Q(\lambda)$  можемо записати:

$$\begin{aligned} \lambda_{1,2} &= \pm\sqrt{\mu_1} \approx \pm i \cdot 26.214 = \pm i \cdot \alpha_1, \quad \lambda_{3,4} = \pm\sqrt{\mu_2} \approx \pm i \cdot 1.91759 = \pm i \cdot \alpha_2, \\ \lambda_{5,6} &= \pm\sqrt{\mu_3} \approx \pm 0.067048 = \pm \alpha_3, \end{aligned}$$

де  $i$  – уявна одиниця.

Зауважимо, що всі корені  $\lambda_{1,2,3,4,5,6}$  характеристичного многочлена  $Q(\lambda)$  є коренями другого порядку. Тоді загальний розв'язок лінійного однорідного диференціального рівняння (2.21) записується так:

$$y(t) = (C_1 + C_2 t) \cos(\alpha_1 t) + (C_3 + C_4 t) \sin(\alpha_1 t) + (C_5 + C_6 t) \cos(\alpha_2 t) + (C_7 + C_8 t) \sin(\alpha_2 t) + (C_9 + C_{10} t) e^{\alpha_3 t} + (C_{11} + C_{12} t) e^{-\alpha_3 t}, \quad 0 \leq t \leq t_1$$

де  $C_{1,\dots,12} = \text{const}$ .

Підставляючи отриманий явний вигляд функції  $y(t)$  у (2.18), отримуємо функцію  $x(t)$ :

$$x(t) = y(t) - \frac{a_0}{a_1} = (C_1 + C_2 t) \cos(\alpha_1 t) + (C_3 + C_4 t) \sin(\alpha_1 t) + (C_5 + C_6 t) \cos(\alpha_2 t) + (C_7 + C_8 t) \times \sin(\alpha_2 t) + (C_9 + C_{10} t) e^{\alpha_3 t} + (C_{11} + C_{12} t) e^{-\alpha_3 t} - \frac{a_0}{a_1}, 0 \leq t \leq t_1. \quad (2.23)$$

Для знаходження коефіцієнтів  $C_{1,\dots,12}$  необхідно підставити вираз (2.23) у крайові умов (2.16) вихідної задачі. У результаті маємо систему лінійних алгебраїчних рівнянь 12-го порядку. Його наближений розв'язок має такий вигляд:

$$C_1 \approx -1.3540 \cdot 10^{-6}, C_2 \approx 1.0536 \cdot 10^{-7}, C_3 \approx 2.09208 \cdot 10^{-8}, C_4 \approx 1.8714 \cdot 10^{-7}, \\ C_5 \approx 0.036064, C_6 \approx -0.014894, C_7 \approx 0.020835, C_8 \approx -0.003177, C_9 \approx -78.196, \\ C_{10} \approx 2.9682, C_{11} = -99.386, C_{12} \approx -4.41522.$$

Підставляючи знайдені  $C_{1,\dots,12}$  в (2.9), отримуємо остаточний розв'язок варіаційної задачі (2.15). В результаті проведених досліджень побудовано графіки кінематичних (рис. 2.2-2.4), динамічних (рис. 2.5, 2.6) та енергетичних (рис. 2.7) характеристик механізму руху візка при усталеному повороті баштового крана.

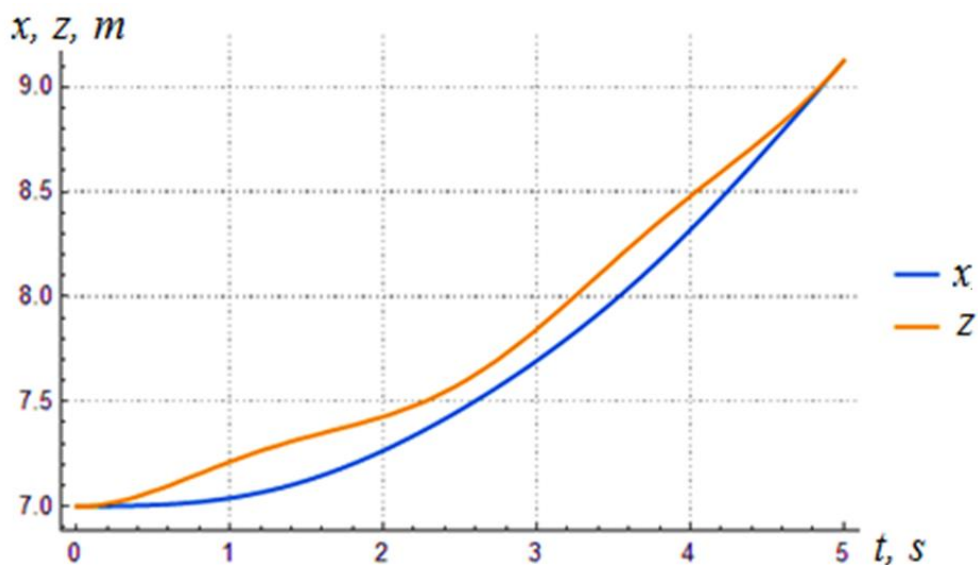


Рисунок 2.2 – Графіки положення вантажу та візка

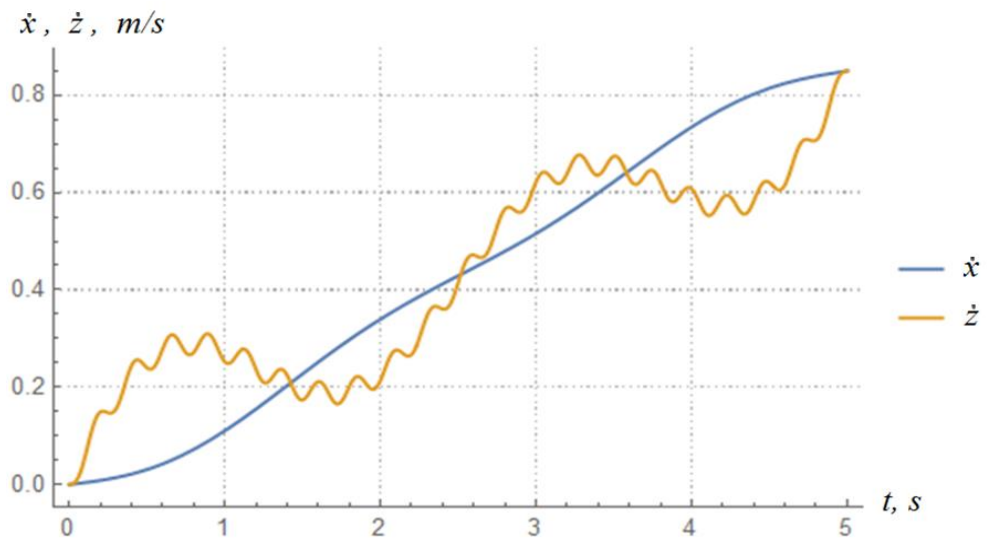


Рисунок 2.3 – Графіки швидкості вантажу та візка

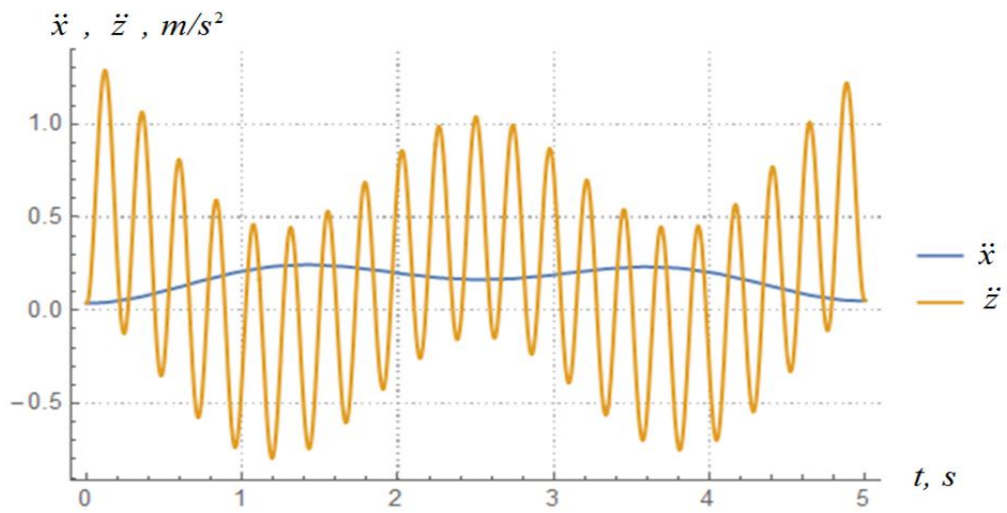


Рисунок 2.4 – Графіки прискорень вантажу та візка

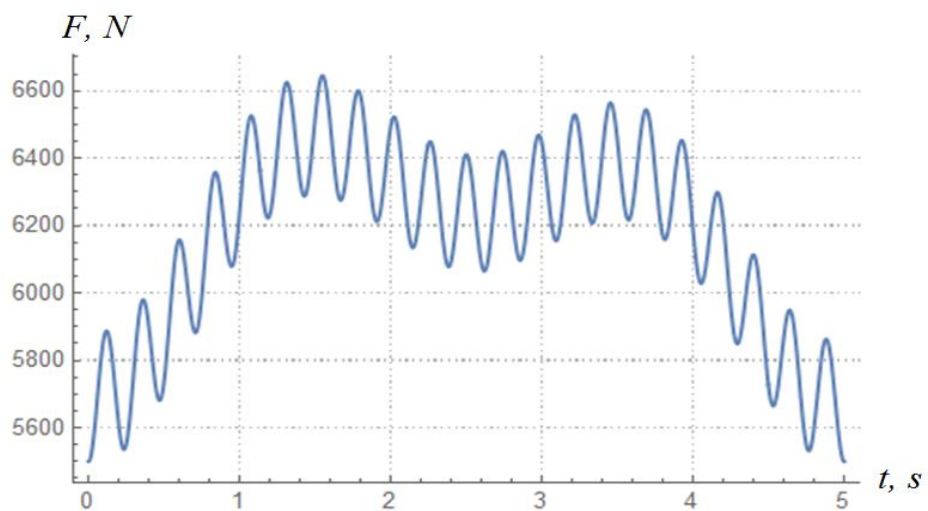


Рисунок 2.5 – Графік зусилля в тяговому канаті візка

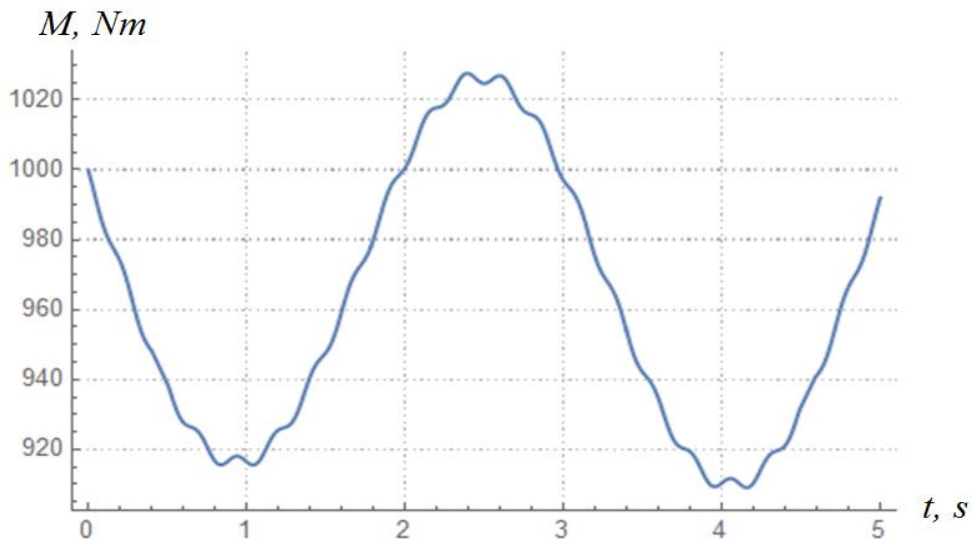


Рисунок 2.6 – Графік рушійного моменту в привіді механізму руху візка



Рисунок 2.7 – Графік потужності приводу механізму руху візка

На рис. 2.2 і 2.3 чітко видно, що в кінці положення і швидкості візка і вантажу однакові. Це вказує на відсутність коливань вантажу відносно візка при його рівномірному русі. Низькочастотні коливання вантажу, відносно візка, спостерігаються лише під час пуску системи (рис. 2.3). Високочастотні коливання, які викликає тяговий канат візка, накладаються на низькочастотні коливання (рис. 2.4 і 2.5). На рис. 2.6 можна спостерігати рушійний момент у привіді механізму переміщення візка. Тут представлені як низько-, так і високочастотні коливання крутного моменту. Причому низькочастотні

коливання викликані відхиленнями підвіски вантажу від вертикалі, а високочастотні – жорсткістю тягового каната і характером зміни моменту приводу.

Чітко виражені низькочастотні коливання сили в тяговому органі (рис. 2.5) і рушійного моменту (рис. 2.6). У той же час високочастотні коливання мають незначний вплив на рушійний момент (рис. 2.6). Однак вони мають значний вплив на тягове зусилля в канаті переміщення візка.

Потужність приводу механізму руху візка (рис. 2.7) під час його пуску зростає з явно вираженими низькочастотними коливаннями та незначними високочастотними коливаннями. Найбільше значення потужності досягається в кінці процесу запуску і становить 5,8 кВт.

Таким чином, оптимізація режиму пуску механізму переміщення візка при усталеному русі повороту баштового крану дозволила мінімізувати середньоквадратичне значення рушійного моменту. Спостерігаються незначні низькочастотні коливання крутного моменту, які усуваються на початку рівномірного руху системи. Це викликано усуненням маятникових коливань вантажу в цей момент.

Мінімізація загального рівня рушійного моменту механізму переміщення візка дозволяє підвищити надійність його роботи, а також знизити енергоспоживання. Останнє зменшує нагрів обмоток електродвигуна і, в свою чергу, збільшує термін його експлуатації.

### **2.3.2 Оптимізація за критерієм швидкості зміни середньоквадратичного значення рушійного моменту**

Продиференціювавши вираз (2.19) за часом, отримаємо швидкість зміни рушійного моменту приводу механізму зміни вильоту вантажу

$$\dot{M} = \frac{dM}{dt} = a_1 \dot{x} + a_2 \ddot{x} + a_3 \overset{V}{x} + a_4 \overset{VII}{x} = \left[ a_1 \frac{d}{dt} + a_2 \frac{d^2}{dt^2} + a_3 \frac{d^3}{dt^3} + a_4 \frac{d^4}{dt^4} \right] x. \quad (2.24)$$

Оскільки високочастотні коливання ланок механізму зміни вільоту вантажу залежить від характеру зміни рушійного моменту приводу, то за критерій оптимізації режиму руху цього механізму оберемо середньоквадратичне за час руху значення швидкості зміни рушійного моменту, яке представляється в такому вигляді

$$\dot{M}_{ск} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \dot{M}^2 dt \right]^{1/2} \rightarrow \min, \quad (2.25)$$

де  $t$  – час;  $t_1$  – тривалість циклу руху механізмів.

Критерій (2.25) необхідно мінімізувати, оскільки він відображає небажану властивість приводу механізму зміни вільоту вантажу.

Отже, розглядається варіаційна задача, в якій необхідно мінімізувати функціонал (2.25), де шуканий розв'язок задачі  $x=x(t)$ ,  $0 \leq t \leq t_1$ , повинен задовольняти крайовим умовам:

$$\begin{aligned} t=0: x &= x_0; \dot{x} = 0, \ddot{x} = x_0 \omega^2, \overset{IV}{\ddot{x}} = 0, \overset{V}{x} = x_0 \omega^4, \overset{VI}{x} = 0, \overset{VII}{x} = x_0 \omega^6; \\ t=t_1: x &= x_1 = x_0 + \frac{vt_1}{2}, \dot{x} = v, \ddot{x} = x_1 \omega^2, \overset{IV}{\ddot{x}} = v \omega^2, \overset{V}{x} = x_1 \omega^4, \overset{VI}{x} = v \omega^4, \overset{VII}{x} = x_1 \omega^6, \end{aligned} \quad (2.26)$$

де  $x_0$  – початкове положення центрів мас візка та вантажу;  $v$  – усталена швидкість зміни вільоту візка і вантажу.

Варіаційну задачу (2.25) можна переписати в еквівалентній формі:

$$\int_0^{t_1} M^2 dt \rightarrow \min. \quad (2.27)$$

Умовою мінімуму функціоналу (2.27) буде рівняння Ейлера-Пуассона, яке в даному випадку матиме вигляд:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial \dot{x}} + \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial \ddot{x}} + \frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial \overset{V}{x}} + \frac{d^7}{dt^7} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial \overset{VII}{x}} = 0.$$

Використовуючи правило диференціювання складної функції та підставляючи явний вираз для  $\dot{M}$ , отримаємо:

$$\begin{aligned}
& \frac{d}{dt}(2Ma_1) + \frac{d^3}{dt^3}(2Ma_2) + \frac{d^5}{dt^5}(2Ma_3) + \frac{d^7}{dt^7}(2Ma_4) = 0 \Leftrightarrow \\
& \Leftrightarrow a_1 \frac{d\dot{M}}{dt} + a_2 \frac{d^3\dot{M}}{dt^3} + a_3 \frac{d^5\dot{M}}{dt^5} + a_4 \frac{d^7\dot{M}}{dt^7} = 0 \Leftrightarrow \\
& \left[ a_1 \frac{d}{dt} + a_2 \frac{d^3}{dt^3} + a_3 \frac{d^5}{dt^5} + a_4 \frac{d^7}{dt^7} \right]^2 x = 0.
\end{aligned} \tag{2.28}$$

Отримане рівняння (2.28) є, фактично, лінійним, однорідним диференціальним рівнянням 14-го порядку відносно невідомої функції  $x$ . Для його розв'язання знайдемо корені характеристичного полінома, який матиме вигляд:

$$Q(\lambda) = [a_1\lambda + a_2\lambda^3 + a_3\lambda^5 + a_4\lambda^7]^2 = \lambda^2 [a_1 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda^4 + a_4\lambda^6]^2$$

Поліном  $Q(\lambda)$  є квадратом полінома 7-го порядку, тому він матиме 7 коренів 2-го порядку. Причому, одним з них, очевидно, буде  $\lambda_0 = 0$ . Для відшукування інших потрібно розв'язати рівняння

$$a_1 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda^4 + a_4\lambda^6 = 0,$$

в якому для пониження степеня вводимо позначення:  $\lambda^2 = \mu$ . В результаті, матимемо алгебраїчне рівняння 3-го порядку

$$a_1 + a_2\mu + a_3\mu^2 + a_4\mu^3 = 0, \tag{2.29}$$

корені якого можна знайти аналітично методом Кардано або наближено одним із чисельних методів, або ж використовуючи один із прикладних пакетів.

Якщо вхідні параметри задачі мають наступні значення:  $m = 5000$  кг,  $m_1 = 300$  кг,  $I = 30$  кг·м<sup>2</sup>,  $H = 10$  м,  $g = 9.81$  кг·м/с<sup>2</sup>,  $\omega = 0.075$  рад/с,  $r =$

0.15 м,  $c = 1.65 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$ ,  $V = 0.85 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ ,  $x_0 = 7.0$  м,  $t_1 = 5$  с,  $W = 5500$  Н, то наближені розв'язки рівняння (2.29) мають вигляд:

$$\mu_1 \approx -687.17, \quad \mu_2 \approx -3.9041, \quad \mu_3 \approx -0.0044954.$$

Враховуючи рівність  $\lambda^2 = \mu$ , для коренів характеристичного полінома  $Q(\lambda)$  можемо записати:

$$\begin{aligned} \lambda_{1,2} &= \pm\sqrt{\mu_1} \approx \pm i \cdot 26.214 = \pm i \cdot \alpha_1, \quad \lambda_{3,4} = \pm\sqrt{\mu_2} \approx \pm i \cdot 1.91759 = \pm i \cdot \alpha_2, \\ \lambda_{5,6} &= \pm\sqrt{\mu_3} \approx \pm 0.067048 = \pm \alpha_3, \end{aligned}$$

де  $i = \sqrt{-1}$  — уявна одиниця.

Нагадаємо, що всі корені  $\lambda_{1,2,3,4,5,6}$  характеристичного полінома  $Q(\lambda)$  є коренями другого порядку. Тоді загальний розв'язок лінійного, однорідного диференціального рівняння (2.28) запишеться таким чином:

$$\begin{aligned} x(t) &= (C_1 + C_2 t) \cos(\alpha_1 t) + (C_3 + C_4 t) \sin(\alpha_1 t) + (C_5 + C_6 t) \cos(\alpha_2 t) + \\ &+ (C_7 + C_8 t) \sin(\alpha_2 t) + (C_9 + C_{10} t) e^{\alpha_3 t} + (C_{11} + C_{12} t) e^{-\alpha_3 t} + C_{13} + C_{14} t, \quad 0 \leq t \leq t_1 \end{aligned} \quad (2.30)$$

де  $C_{1,\dots,14} = \text{const}$ .

Для відшукування коефіцієнтів  $C_{1,\dots,14}$  зображення (2.30) підставляємо в крайові умови (2.26) вихідної задачі. В результаті прийдемо до системи лінійних алгебраїчних рівнянь 14-го порядку відносно  $C_{1,\dots,14}$ , наближений розв'язок якої матиме вигляд:

$$\begin{aligned} C_1 &\approx 0, \quad C_2 \approx 0, \quad C_3 \approx 0, \quad C_4 \approx 0, \quad C_5 \approx 0.0026020, \quad C_6 \approx -0.0031223, \\ C_7 &\approx 0.027422, \quad C_8 \approx -0.0014111, \quad C_9 \approx -2279.6, \quad C_{10} \approx 34.549, \\ C_{11} &= 6406.3, \quad C_{12} \approx 172.48, \quad C_{13} \approx -4119.7, \quad C_{14} \approx 375.28. \end{aligned}$$

Підставивши знайдені  $C_{1,\dots,14}$  у (2.30), отримаємо остаточний розв'язок варіаційної задачі (2.27), яка, фактично, співпадає із вихідною задачею (2.25).

В результаті розв'язування варіаційної задачі для механізму зміни вильоту вантажу при усталеному режимі повороту крана побудовані графічні залежності кінематичних (рис. 2.8-2.10), силових (рис. 2.11, 2.12) та енергетичних (рис. 2.13) характеристик.

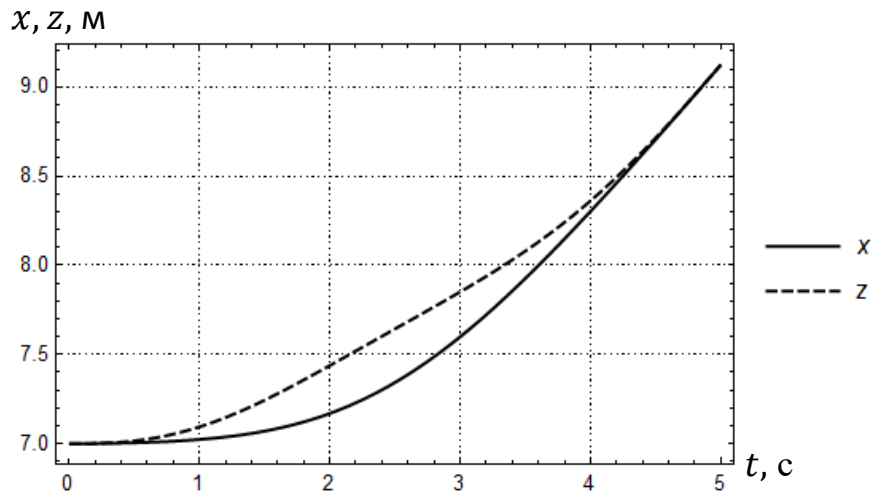


Рисунок 2.8 – Графіки зміни переміщення візка і вантажу

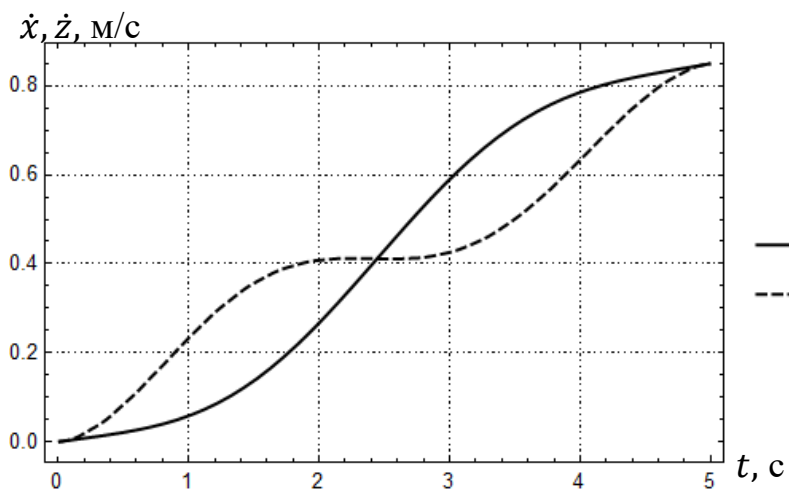


Рисунок 2.9 – Графіки зміни швидкостей візка і вантажу

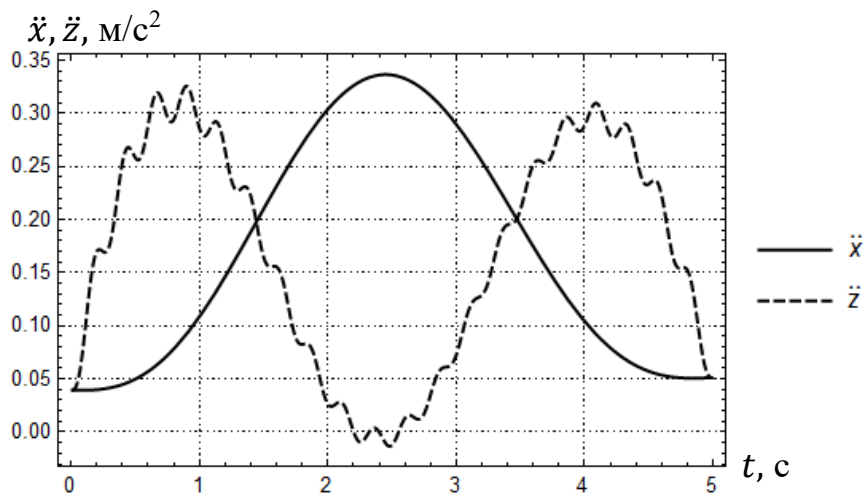


Рисунок 2.10 – Графіки зміни прискорень візка і вантажу

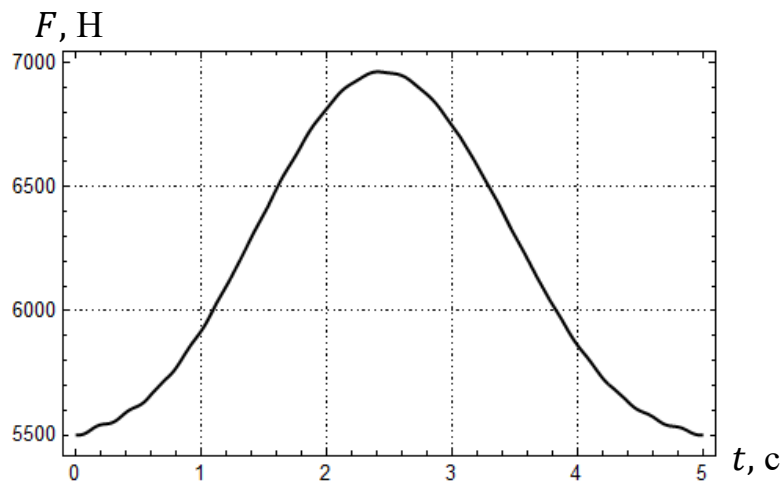


Рисунок 2.11 – Графік зміни тягового зусилля переміщення візка

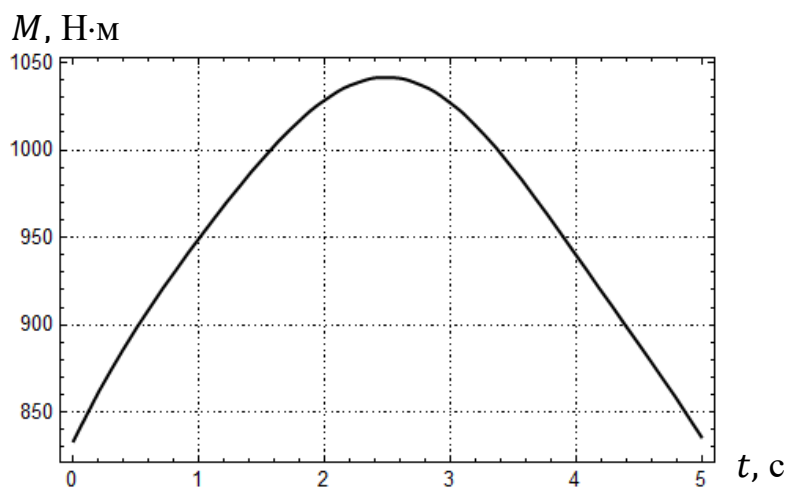


Рисунок 2.12 – Графік зміни рушійного моменту приводу механізму зміни вильоту

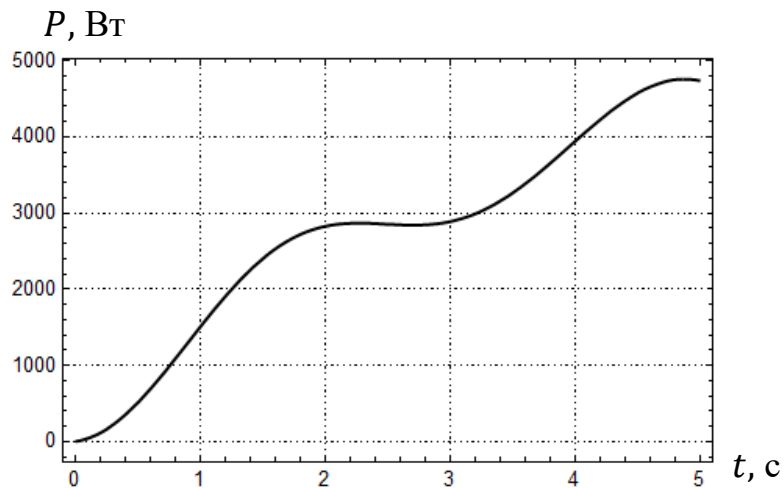


Рисунок 2.13 – Графік зміни потужності приводу механізму зміни вильоту

На рис. 2.8-2.10 представлені графічні залежності переміщень, швидкостей та прискорень центрів мас візка (пунктирні криві) та вантажу (суцільні криві), з яких видно, що на ділянці пуску мають місце низькочастотні коливання візка та вантажу. Ці коливання усуваються при переході з ділянки пуску на ділянку усталеного руху, оскільки в кінці пуску координати і швидкості центрів мас візка та вантажу співпадають. Спостерігаються незначні високочастотні коливання прискорень візка, які з часом на ділянці усталеного руху затухають. Для прикладу наведемо низько - та високочастотні коливання прискорень візка та вантажу при оптимізації режиму руху механізму зміни вильоту за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту (рис. 2.14). З наведеного графіка можна бачити, що високочастотні коливання прискорень вантажу відсутні, а візка мають значну амплітуду, яка становить  $0,6 \text{ м/с}^2$ . При оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни рушійного моменту максимальні значення прискорень візка та вантажу приблизно однакові і становлять  $0,33 \text{ м/с}^2$ . Тоді як при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту максимальне значення прискорення вантажу трохи менше –  $0,25 \text{ м/с}^2$ , а візка значно більше –  $1,3 \text{ м/с}^2$ .

На рис. 2.11 і рис. 2.12 наведені графічні залежності зміни зусилля в тяговому органі візка та рушійного моменту в приводі механізму зміни

вильоту під час процесу пуску, з яких можна бачити, що практично відсутні як низько, так і високочастотні коливання при максимальних значеннях зусилля 6900 Н та моменту 1040 Н·м. Разом з тим, при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту спостерігаються як низько, так і високочастотні коливання тягового зусилля в канаті переміщення візка (рис. 2.14) при максимальному значенні тягового зусилля 6650 Н, а також низькочастотні коливання рушійного моменту при незначній високочастотній складовій (рис. 2.15) при максимальному значенні рушійного моменту 1027 Н·м.

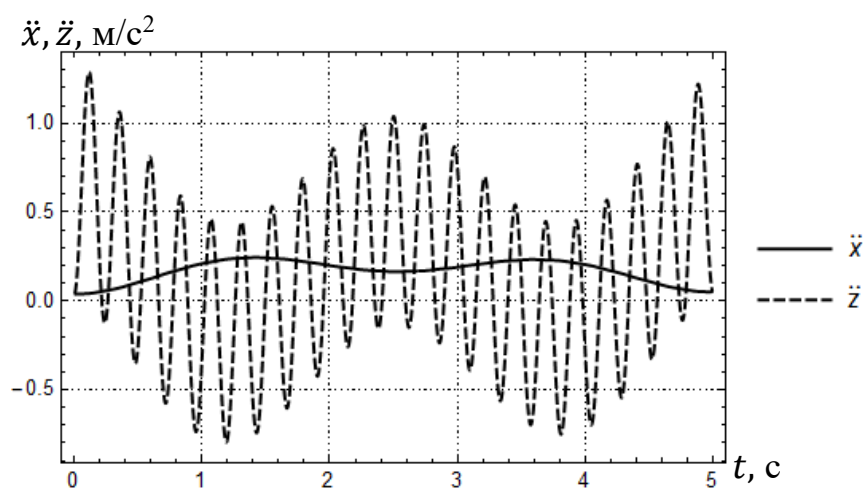


Рисунок 2.14 – Графіки прискорень візка і вантажу при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту

Потужність приводу механізм зміни вильоту (рис. 2.13) змінюється при наявності незначних низькочастотних коливань і відсутності високочастотних при максимальному значенні потужності приводу 4800 Вт. При оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту потужність приводу (рис. 2.13) змінюється зі збільшеною низькочастотною складовою коливань і досить незначною високочастотною складовою при максимальному значенні 5800 Вт. Аналіз отриманих результатів досліджень показує, що при оптимізації режиму зміни вильоту вантажу при усталеному русі механізму повороту за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту приводить до зменшення максимальних значень тягового

зусилля та рушійного моменту. При цьому режимі руху спостерігаються значні низько- та високочастотні коливання ланок. Оптимізація за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни рушійного моменту приводу механізму змін вильоту незначно збільшує максимальні значення тягового зусилля (на 3,7%), рушійного моменту (на 1,3 %) і прискорення вантажу (на 32 %). При цьому значно зменшує максимальні значення потужності приводу (на 21 %), прискорення візка (на 394 %) і практично усуваються низько- та високочастотні коливання ланок механізму.

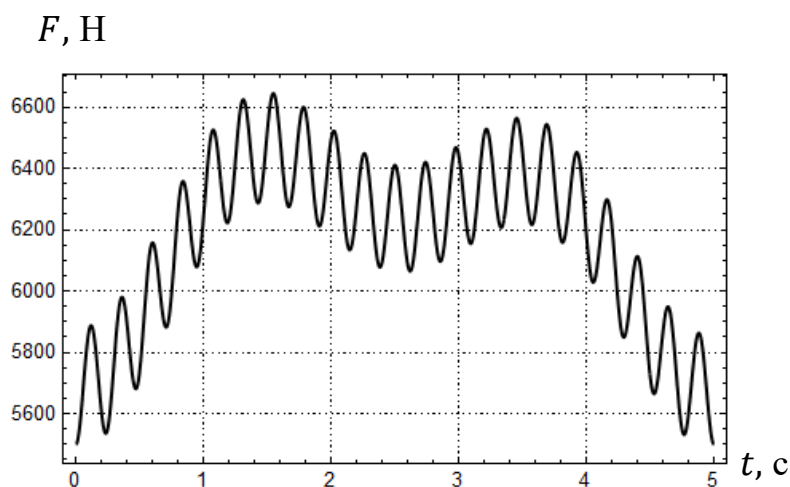


Рисунок 2.15 – Графік зміни зусилля в тяговому органі візка при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту

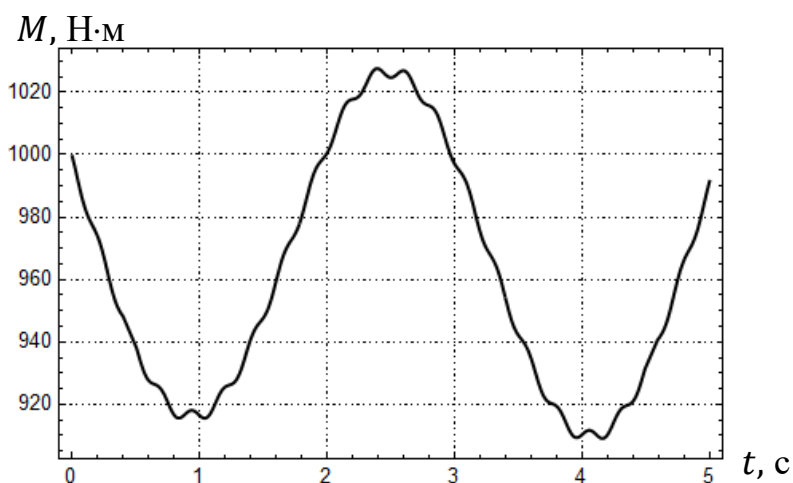


Рисунок 2.16 – Графік зміни рушійного моменту приводу механізму змін вильоту при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту

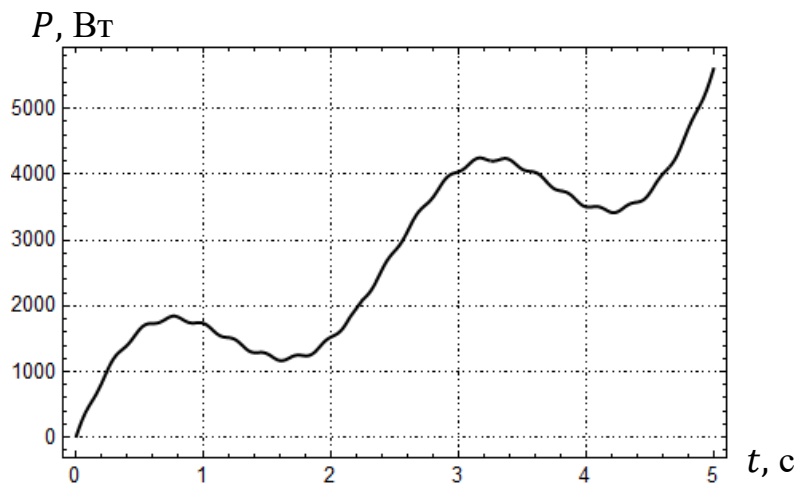


Рисунок 2.17 – Графік зміни потужності приводу механізму зміни вильоту при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту

### 2.3.3 Оптимізація за комплексним критерієм

Попередні дослідження оптимізації режимів руху кранових механізмів за окремими одиничними критеріями показують, що кожний з них покращує одні властивості, але погіршує інші. Оптимізація за критерієм, що враховує величину рушійного моменту приводить до зменшення силових навантажень на елементи кранових механізмів, але при цьому в них виникають високочастотні коливання. Разом з тим, оптимізація за критерієм, що враховує характер зміни рушійного моменту мінімізує високочастотні коливання ланок механізмів, але збільшує при цьому силові навантаження.

В зв'язку з цим виникає задача вибору компромісу при оптимізації режимів руху за окремими критеріями. Тому є потреба в оптимізації режиму зміни вильоту вантажу баштового крана при усталеному повороті крана за комплексним інтегральним динамічним критерієм.

Запропоновано провести оптимізацію режиму зміни вильоту вантажу баштового крана при усталеному русі механізму повороту за комплексним безрозмірним інтегральним динамічним критерієм, який враховує долю

рушійного моменту приводу та швидкість його зміни в часі і представляється наступною залежністю

$$K_1 = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[ \delta k \frac{M^2}{M_{\text{с.к.м.}}^2} + (1 - \delta) \frac{\dot{M}^2}{\dot{M}_{\text{с.к.м.}}^2} \right] dt \right\}^{1/2} \rightarrow \min, \quad (2.31)$$

де  $t$  – час;  $t_1$  – тривалість руху механізму;  $M, M_{\text{с.к.м.}}$  – відповідно рушійний момент приводу, зведений до осі приводного барабану і його мінімальне середньоквадратичне значення за час руху;  $\dot{M}, \dot{M}_{\text{с.к.м.}}$  – відповідно швидкість зміни в часі рушійного моменту та його мінімальне середньоквадратичне значення за час руху;  $k$  – коефіцієнт, що приводить до одного і того ж порядку числові значення складових комплексного критерію;  $\delta$  – безрозмірний ваговий коефіцієнт, який змінюється в межах від 0 до 1 і враховує долю рушійного моменту в комплексному критерії.

Для визначення мінімуму середньоквадратичного значення рушійного моменту  $M_{\text{с.к.м.}}$  в комплексному критерії необхідно розв'язати варіаційну задачу. Знайти закон руху  $x = x(t), 0 \leq t \leq t_1$ , який мінімізує функціонал

$$M_{\text{с.к.м.}} = M_{\text{с.к.м.}}^{(0)} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M^2 dt \right]^{1/2} \rightarrow \min, \quad (2.32)$$

при задоволенні крайових умов руху:

$$\begin{aligned} t = 0: x = x_0, \dot{x} = 0, \ddot{x} = x_0 \omega^2, \ddot{\ddot{x}} = 0, x = x_0 \omega^4, \overset{IV}{x} = 0, \\ t = t_1: x = x_0 + \frac{Vt_1}{2}, \dot{x} = V, \ddot{x} = \left( x_0 + \frac{Vt_1}{2} \right) \omega^2, \ddot{\ddot{x}} = 0, x = \left( x_0 + \frac{Vt_1}{2} \right) \omega^4, \overset{V}{x} = V \omega^4, \end{aligned} \quad (2.33)$$

де  $x_0$  – початкове значення координати центру мас вантажу;  $V$  – усталена швидкість руху вантажу. Зауважимо, що варіаційну задачу (2.32), (2.33) можна переписати в еквівалентній формі:

$$\int_0^{t_1} M^2 dt \rightarrow \min. \quad (2.34)$$

Для спрощення запису підінтегральних виразів (2.20) та (2.22) введемо для шуканого розв'язку  $x$  таке позначення:

$$y(t) = x(t) + \frac{a_0}{a_1}, 0 \leq t \leq t_1, \Leftrightarrow x(t) = y(t) - \frac{a_0}{a_1}, 0 \leq t \leq t_1, \quad (2.35)$$

де  $y(t)$  — нова невідома функція.

Враховуючи позначення (2.34), а також те, що  $\ddot{x} = \ddot{y}$ ,  $x^{IV} = y^{IV}$ ,  $x^{VI} = y^{VI}$ , можемо записати

$$\begin{aligned} M &= a_0 + a_1 x + a_2 \ddot{x} + a_3 x^{IV} + a_4 x^{IV} \\ &= a_1 \left( \frac{a_0}{a_1} + x \right) + a_2 \ddot{x} + a_3 x^{IV} + a_4 x^{IV} = \\ &= a_1 y + a_2 \ddot{y} + a_3 y^{IV} + a_4 y^{VI} = \left[ a_1 + a_2 \frac{d^2}{dt^2} + a_3 \frac{d^4}{dt^4} + a_4 \frac{d^6}{dt^6} \right] y. \end{aligned} \quad (2.36)$$

Умовою мінімуму функціоналу (2.34) буде рівняння Ейлера-Пуассона, яке в даному випадку матиме вигляд

$$\frac{\partial M^2}{\partial y} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial M^2}{\partial \ddot{y}} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial M^2}{\partial y^{IV}} + \frac{d^6}{dt^6} \frac{\partial M^2}{\partial y^{VI}} = 0.$$

Підставляючи в записане рівняння зображення (2.36) та використовуючи правило диференціювання складної функції, отримаємо

$$\begin{aligned} 2Ma_1 + \frac{d^2}{dt^2} (2Ma_2) + \frac{d^4}{dt^4} (2Ma_3) + \frac{d^6}{dt^6} (2Ma_4) &= 0 \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow Ma_1 + a_2 \frac{d^2 M}{dt^2} + a_3 \frac{d^4 M}{dt^4} + a_4 \frac{d^6 M}{dt^6} &= 0 \Leftrightarrow \\ \left[ a_1 + a_2 \frac{d^2}{dt^2} + a_3 \frac{d^4}{dt^4} + a_4 \frac{d^6}{dt^6} \right]^2 y &= 0. \end{aligned} \quad (2.37)$$

Отримане рівняння (2.37) є, фактично, лінійним, однорідним диференціальним рівнянням 12-го порядку відносно невідомої функції  $y(t)$ . Для його розв'язання знайдемо корені характеристичного полінома, який матиме вигляд:

$$Q(\lambda) = [a_1 + a_2 \lambda^2 + a_3 \lambda^4 + a_4 \lambda^6]^2.$$

Оскільки поліном  $Q(\lambda)$  є квадратом полінома 6-го порядку, то він матиме 6 коренів, але 2-го порядку. Для їх відшукування записуємо рівняння

$$a_1 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda^4 + a_4\lambda^6 = 0,$$

в якому для пониження степеня вводимо позначення:  $\lambda^2 = \mu$ . В результаті, матимемо алгебраїчне рівняння 3-го порядку

$$a_1 + a_2\mu + a_3\mu^2 + a_4\mu^3 = 0, \quad (2.38)$$

корені якого можна визначити аналітично, використавши метод Кардано, або знайти наближено одним із чисельних методів, або ж використовуючи один із прикладних пакетів.

Якщо вхідні параметри стрілової системи мають наступні значення:  $m = 5000$  кг,  $m_1 = 300$  кг,  $I = 30$  кг·м<sup>2</sup>,  $H = 10$  м,  $g = 9.81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$ ,  $\omega = 0.075 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ ,  $r = 0.15$  м,  $c = 1.65 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$ ,  $V = 0.85 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ ,  $x_0 = 7.0$  м,  $t_1 = 5$  с,  $W = 5500$  Н, то наближені розв'язки рівняння (2.23) приймають значення:

$$\mu_1 \approx -687.17, \quad \mu_2 \approx -3.9041, \quad \mu_3 \approx 0.0044954.$$

Враховуючи рівність  $\lambda^2 = \mu$ , для коренів характеристичного полінома  $Q(\lambda)$  можемо записати:  $\lambda_{1,2} = \pm\sqrt{\mu_1} \approx \pm i \cdot 26.214 = \pm i \cdot \alpha_1$ ,  $\lambda_{3,4} = \pm\sqrt{\mu_2} \approx \pm i \cdot 1.9759 = \pm i \cdot \alpha_2$ ,  $\lambda_{5,6} = \pm\sqrt{\mu_3} \approx \pm 0.067048 = \pm \alpha_3$ ,

де  $i = \sqrt{-1}$  — уявна одиниця.

Нагадаємо, що всі корені  $\lambda_{1,2,3,4,5,6}$  характеристичного полінома  $Q(\lambda)$  є коренями другого порядку. Тоді загальний розв'язок лінійного, однорідного диференціального рівняння (2.37) запишеться таким чином:

$$\begin{aligned} y(t) = & (C_1 + C_2t) \cos(\alpha_1t) + (C_3 + C_4t) \sin(\alpha_1t) + (C_5 + C_6t) \cos(\alpha_2t) \\ & + (C_7 + C_8t) \sin(\alpha_2t) + \\ & + (C_9 + C_{10}t)e^{\alpha_3t} + (C_{11} + C_{12}t)e^{-\alpha_3t}, 0 \leq t \leq t_1, \end{aligned}$$

де  $C_{1,\dots,12} = \text{const}$ .

Підставляючи отриманий явний вигляд функції  $y(t)$  в (2.35), отримаємо зображення для шуканої функції  $x(t)$  :

$$\begin{aligned} x(t) &= y(t) - \frac{a_0}{a_1} = \\ &= (C_1 + C_2 t) \cos(\alpha_1 t) + (C_3 + C_4 t) \sin(\alpha_1 t) + (C_5 + C_6 t) \cos(\alpha_2 t) \\ &\quad + (C_7 + C_8 t) \sin(\alpha_2 t) + \\ &\quad + (C_9 + C_{10} t) e^{\alpha_3 t} + (C_{11} + C_{12} t) e^{-\alpha_3 t} - \frac{a_0}{a_1}, 0 \leq t \leq t_1. \end{aligned} \quad (2.39)$$

Для відшукування коефіцієнтів  $C_{1,\dots,12}$  зображення (2.39) підставляємо в крайові умови (2.33) вихідної задачі. В результаті прийдемо до системи лінійних алгебраїчних рівнянь 12-го порядку відносно  $C_{1,\dots,12}$ , наближений розв'язок якої матиме вигляд  $C_1 \approx -1.3540 \cdot 10^{-6}$ ,  $C_2 \approx 1.0536 \cdot 10^{-7}$ ,  $C_3 \approx 2.09208 \cdot 10^{-8}$ ,  $C_4 \approx 1.8714 \cdot 10^{-7}$ ,  $C_5 \approx 0.036064$ ,  $C_6 \approx -0.014894$ ,  $C_7 \approx 0.020835$ ,  $C_8 \approx -0.0031777$ ,  $C_9 \approx -78.196$ ,  $C_{10} \approx 2.9682$ ,  $C_{11} \approx -99.386$ ,  $C_{12} \approx -4.41522$ .

Підставивши знайдені  $C_{1,\dots,12}$  у (2.39), отримаємо остаточний розв'язок варіаційної задачі (2.34), яка, фактично, співпадає із вихідною задачею (2.32). Після чого за виразом (2.32) знаходимо мінімальне середньоквадратичне значення рушійного моменту за час руху  $M_{\text{с.к.м.}} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M^2 dt \right]^{1/2}$ , квадрат якого для наведених вище числових значень стрілової системи крана становить  $M_{\text{с.к.м.}}^2 \approx 923000 \text{ (Н} \cdot \text{м)}^2$ .

Для визначення мінімуму середньоквадратичного значення швидкості зміни рушійного моменту  $\dot{M}_{\text{с.к.м.}}$  в комплексному критерії необхідно розв'язати варіаційну задачу. Знайти закон руху  $x = x(t)$ ,  $0 \leq t \leq t_1$ , який мінімізує функціонал

$$\dot{M}_{\text{с.к.м.}} = M_{\text{с.к.м.}}^{(1)} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \dot{M}^2 dt \right]^{1/2} \rightarrow \min, \quad (2.40)$$

де

$$\dot{M} = a_1 \dot{x} + a_2 \ddot{x} + a_3 x^V + a_4 x^{VII} = \left[ a_1 \frac{d}{dt} + a_2 \frac{d^2}{dt^2} + a_3 \frac{d^5}{dt^5} + a_4 \frac{d^7}{dt^7} \right] x, \quad (2.41)$$

при задоволені крайових умов руху:

$$\begin{aligned}
 t = 0: \quad & x = x_0, \dot{x} = 0, \ddot{x} = x_0\omega^2, \ddot{\ddot{x}} = 0, x^{IV} = x_0\omega^4, x^V = 0, x^{VI} = x_0\omega^6; \\
 t = t_1: \quad & x = x_1 = x_0 + \frac{Vt_1}{2}, \dot{x} = V, \ddot{x} = x_1\omega^2, \ddot{\ddot{x}} = V\omega^2, x^{IV} = x_1\omega^4, x^V = V\omega^4, \\
 & x^{VI} = x_1\omega^6.
 \end{aligned} \tag{2.42}$$

Тут  $x_1$  – кінцеве значення координати центру мас вантажу.

Варіаційну задачу (2.40)-(2.42) можна переписати в еквівалентній формі:

$$\int_0^{t_1} \dot{M}^2 dt \rightarrow \min. \tag{2.43}$$

Умовою мінімуму функціоналу (2.43) буде рівняння Ейлера-Пуассона, яке в даному випадку матиме вигляд:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial \dot{x}} + \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial \ddot{x}} + \frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial x^V} + \frac{d^7}{dt^7} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial x^{VII}} = 0.$$

Використовуючи правило диференціювання складної функції та підставляючи явний вираз для  $\dot{M}$ , отримаємо

$$\begin{aligned}
 \frac{d}{dt} (2\dot{M}a_1) + \frac{d^3}{dt^3} (2\dot{M}a_2) + \frac{d^5}{dt^5} (2\dot{M}a_3) + \frac{d^7}{dt^7} (2\dot{M}a_4) &= 0 \Leftrightarrow \\
 \Leftrightarrow a_1 \frac{d\dot{M}}{dt} + a_2 \frac{d^3\dot{M}}{dt^3} + a_3 \frac{d^5\dot{M}}{dt^5} + a_4 \frac{d^7\dot{M}}{dt^7} &= 0 \Leftrightarrow \\
 \left[ a_1 \frac{d}{dt} + a_2 \frac{d^3}{dt^3} + a_3 \frac{d^5}{dt^5} + a_4 \frac{d^7}{dt^7} \right]^2 x &= 0.
 \end{aligned} \tag{2.44}$$

Отримане рівняння (2.44) є лінійним, однорідним диференціальним рівнянням 14-го порядку відносно невідомої функції  $x$ . Для його розв'язання знайдемо корені характеристичного полінома, який матиме вигляд:

$$Q(\lambda) = [a_1\lambda + a_2\lambda^3 + a_3\lambda^5 + a_4\lambda^7]^2 = \lambda^2[a_1 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda^4 + a_4\lambda^6]^2.$$

Поліном  $Q(\lambda)$  є квадратом поліному 7-го порядку, тому він матиме 7 коренів 2-го порядку. Причому, одним з них, очевидно, буде  $\lambda_0 = 0$ . Для відшукання інших потрібно розв'язати рівняння

$$a_1 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda^4 + a_4\lambda^6 = 0,$$

розв'язок якого наведено в першій варіаційній задачі при визначенні мінімуму середньоквадратичного значення рушійного моменту.

Всі корені  $\lambda_{0,1,2,3,4,5,6}$  характеристичного полінома  $Q(\lambda)$  є коренями другого порядку. Тоді загальний розв'язок лінійного, однорідного диференціального рівняння (2.44) запишеться таким чином:

$$\begin{aligned} x(t) = & (C_1 + C_2t) \cos(\alpha_1t) + (C_3 + C_4t) \sin(\alpha_1t) \\ & + (C_5 + C_6t) \cos(\alpha_2t) + (C_7 + C_8t) \sin(\alpha_2t) \\ & + (C_9 + C_{10}t)e^{\alpha_3t} + (C_{11} + C_{12}t)e^{-\alpha_3t} + C_{13} + C_{14}t, 0 \\ & \leq t \leq t_1, \end{aligned} \quad (2.45)$$

де  $C_{1,\dots,14} = \text{const}$ .

Для відшукування коефіцієнтів  $C_{1,\dots,14}$  зображення (2.45) підставляємо в крайові умови (2.42) вихідної задачі. В результаті прийдемо до системи лінійних алгебраїчних рівнянь 14-го порядку відносно  $C_{1,\dots,14}$ , наближений розв'язок якої приймає значення:  $C_1 \approx 0, C_2 \approx 0, C_3 \approx 0, C_4 \approx 0, C_5 \approx 0.0026020, C_6 \approx -0.0031223, C_7 \approx 0.027422, C_8 \approx -0.0014111, C_9 \approx -2279.6, C_{10} \approx 34.549, C_{11} \approx 6406.3, C_{12} \approx 172.48, C_{13} \approx -4119.7, C_{14} \approx 375.28$ .

Підставивши знайдені  $C_{1,\dots,14}$  у залежність (2.45), отримаємо остаточний розв'язок варіаційної задачі (2.43), яка, фактично, співпадає із вихідною задачею (2.40). Після чого за виразом (2.40) знаходимо мінімальне середньоквадратичне значення швидкості зміни рушійного моменту за час

руху  $\dot{M}_{\text{с.к.м.}} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \dot{M}^2 dt \right]^{1/2}$ , квадрат якого для наведених вище числових значень стрілової системи крана становить  $\dot{M}_{\text{с.к.м.}}^2 \approx 8000 \left( \text{Н} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \right)^2$ .

Для визначення комплексного оптимального режиму зміни вильоту вантажу баштового крана при усталеному русі механізму повороту необхідно розв'язати варіаційну задачу. Знайти закон руху  $x = x(t), 0 \leq t \leq t_1$ , який мінімізує функціонал (2.31) при задоволенні крайових умов (2.33). Коефіцієнт  $k > 0$ , який входить у перший доданок підінтегрального виразу (2.31), — це

корегуючий коефіцієнт. Його поява пов'язана із тим, що числові значення (без урахування розмірності) констант  $M_{\text{с.к.м.}}$  і  $\dot{M}_{\text{с.к.м.}}$  можуть відрізнятись на декілька порядків. Тому, для того, щоб вирівняти вплив першого і другого доданків підінтегрального виразу (2.31) на результат, і був введений цей додатковий коефіцієнт. Його вибір залежить від числових значень  $M_{\text{с.к.м.}}$  і  $\dot{M}_{\text{с.к.м.}}$ . В результаті розв'язання відповідних задач для мінімальних значень  $M_{\text{с.к.м.}}$  і  $\dot{M}_{\text{с.к.м.}}$  маємо:  $M_{\text{с.к.м.}}^2 \approx 923000 (\text{Н} \cdot \text{м})^2$ ,  $\dot{M}_{\text{с.к.м.}}^2 \approx 8000 \left(\text{Н} \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}\right)^2$ .

В цьому випадку корегуючий коефіцієнт  $k$  можна вибрати в межах від 100 до 150. В даній задачі він вибраний  $k = 150$ .

Ваговий коефіцієнт  $\delta$ ,  $0 < \delta < 1$ , дозволяє керувати впливом моменту  $M$  та його похідної за часом  $\dot{M}$  на результат розв'язання оптимізаційної задачі (2.32). Для спрощення подальших записів в підінтегральному виразі (2.31) введемо позначення:

$$\delta_1 = \frac{\delta k}{M_{\text{с.к.м.}}^2}, \quad \delta_2 = \frac{1 - \delta}{\dot{M}_{\text{с.к.м.}}^2}, \quad \delta_{1,2} > 0, \quad (2.46)$$

з урахуванням якого критерій (2.31) перепишеться у вигляді

$$K_1 = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} [\delta_1 M^2 + \delta_2 \dot{M}^2] dt \right\}^{1/2} \rightarrow \min. \quad (2.47)$$

Відзначимо, що  $\delta_{1,2}$  розмірні коефіцієнти.

Варіаційну задачу (2.47) перепишемо в еквівалентній формі

$$t_1 K_1^2 = \int_0^{t_1} [\delta_1 M^2 + \delta_2 \dot{M}^2] dt \rightarrow \min. \quad (2.48)$$

Для полегшення подальших перетворень робимо заміну шуканої функції  $x = x(t)$ ,  $0 \leq t \leq t_1$ . Запишемо

$$y(t) = x(t) + \frac{a_0}{a_1}, \quad 0 \leq t \leq t_1, \quad \Leftrightarrow \quad x(t) = y(t) - \frac{a_0}{a_1}, \quad 0 \leq t \leq t_1, \quad (2.49)$$

при цьому,  $\dot{x} = \dot{y}$ ,  $\ddot{x} = \ddot{y}$  і т.д.

З урахуванням заміни (2.49) підінтегральний вираз комплексного критерію запишеться таким чином

$$\begin{aligned}
M &= a_1 y + a_2 \ddot{y} + a_3 y^{IV} + a_4 y^{VI} = \left[ a_1 + a_2 \frac{d^2}{dt^2} + a_3 \frac{d^4}{dt^4} + a_4 \frac{d^6}{dt^6} \right] y, \\
\dot{M} &= a_1 \dot{y} + a_2 \ddot{y} + a_3 y^V + a_4 y^{VII} = \left[ a_1 + a_2 \frac{d^2}{dt^2} + a_3 \frac{d^4}{dt^4} + a_4 \frac{d^6}{dt^6} \right] \dot{y} \quad (2.50) \\
&= \left[ a_1 + a_2 \frac{d^2}{dt^2} + a_3 \frac{d^4}{dt^4} + a_4 \frac{d^6}{dt^6} \right] \frac{d}{dt} y.
\end{aligned}$$

Для розв'язання задачі (2.31) запишемо рівняння Ейлера-Пуассона

$$\begin{aligned}
&\delta_1 \left( \frac{\partial M^2}{\partial y} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial M^2}{\partial \dot{y}} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial M^2}{\partial y^{IV}} + \frac{d^6}{dt^6} \frac{\partial M^2}{\partial y^{VI}} \right) \\
&\quad - \delta_2 \left( \frac{d}{dt} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial \dot{y}} + \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial \ddot{y}} + \frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial y^V} + \frac{d^7}{dt^7} \frac{\partial \dot{M}^2}{\partial y^{VII}} \right) = 0,
\end{aligned}$$

яке після обчислення всіх похідних переписеться у вигляді

$$\begin{aligned}
&\delta_1 \left[ a_1 + a_2 \frac{d^2}{dt^2} + a_3 \frac{d^4}{dt^4} + a_4 \frac{d^6}{dt^6} \right] M - \\
&\delta_2 \left[ a_1 + a_2 \frac{d^2}{dt^2} + a_3 \frac{d^4}{dt^4} + a_4 \frac{d^6}{dt^6} \right] \frac{d}{dt} \dot{M} = 0.
\end{aligned}$$

Підставивши в отримане рівняння рівності (2.50), приходимо до диференціального рівняння відносно функції  $y = y(t)$ :

$$\begin{aligned}
&\delta_1 \left[ a_1 + a_2 \frac{d^2}{dt^2} + a_3 \frac{d^4}{dt^4} + a_4 \frac{d^6}{dt^6} \right]^2 y - \\
&\delta_2 \left[ a_1 + a_2 \frac{d^2}{dt^2} + a_3 \frac{d^4}{dt^4} + a_4 \frac{d^6}{dt^6} \right]^2 \frac{d^2}{dt^2} y = 0,
\end{aligned}$$

або остаточно

$$\left[ a_1 + a_2 \frac{d^2}{dt^2} + a_3 \frac{d^4}{dt^4} + a_4 \frac{d^6}{dt^6} \right]^2 \left( \delta_1 - \delta_2 \frac{d^2}{dt^2} \right) y = 0, \quad 0 < t < t_1. \quad (2.51)$$

Рівняння (2.51) є лінійним, однорідним звичайним диференціальним рівнянням відносно функції  $y = y(t)$ , для побудови загального розв'язку якого потрібно знайти корені характеристичного полінома, що матиме вигляд

$$Q(\lambda) = (a_1 + a_2 \lambda^2 + a_3 \lambda^4 + a_4 \lambda^6)^2 (\delta_1 - \delta_2 \lambda^2).$$

Прирівнюючи  $Q(\lambda)$  до нуля, приходимо до сукупності двох рівнянь

$$a_1 + a_2 \lambda^2 + a_3 \lambda^4 + a_4 \lambda^6 = 0, \quad \delta_1 - \delta_2 \lambda^2 = 0. \quad (2.52)$$

Коефіцієнти першого з рівнянь (2.52) залежать виключно від параметрів задачі і не залежать від корегуючого множника  $k$  та вагового коефіцієнта  $\delta$ . Воно розв'язано в першій варіаційній задачі при визначенні мінімуму середньоквадратичного значення рушійного моменту і дає 6 коренів другого порядку:

$$\begin{aligned} \lambda_{1,2} &= \pm \sqrt{\mu_1} \approx \pm i \cdot 26.214 = \pm i \cdot \alpha_1, \\ \lambda_{3,4} &= \pm \sqrt{\mu_2} \approx \pm i \cdot 1.9759 = \pm i \cdot \alpha_2, \\ \lambda_{5,6} &= \pm \sqrt{\mu_3} \approx \pm 0.067048 = \pm \alpha_3, \end{aligned} \quad (2.53)$$

де  $i = \sqrt{-1}$  — уявна одиниця.

Оскільки  $\delta_{1,2} > 0$ , то друге з рівнянь системи (2.52) має два очевидних дійсних розв'язки

$$\lambda = \lambda_{7,8} = \pm \sqrt{\delta_1 / \delta_2}, \quad (2.54)$$

числові значення яких залежать як від параметрів задачі, так і від вибору корегуючого множника  $k$  та вагового коефіцієнта  $\delta$ . Розв'язки (2.54)

визначають ще два корені характеристичного полінома  $Q(\lambda)$ , але вони мають кратність одиницю.

Таким чином, об'єднуючи розв'язки (2.53) та (2.54), можемо записати, що характеристичний поліном  $Q(\lambda)$ , який відповідає диференціальному рівнянню (2.51), має чотири суто уявні корені  $\lambda = \lambda_{1,2} = \pm i \cdot \alpha_1$ ,  $\lambda = \lambda_{3,4} = \pm i \cdot \alpha_2$  другого порядку, два дійсних корені  $\lambda = \lambda_{5,6} = \pm \alpha_3$  другого порядку та ще два дійсних корені  $\lambda = \lambda_{7,8} = \pm \sqrt{\delta_1/\delta_2}$  першого порядку. Тоді загальний розв'язок рівняння запишеться у вигляді

$$y(t) = (C_1 + C_2t) \cos(\alpha_1 t) + (C_3 + C_4t) \sin(\alpha_1 t) + (C_5 + C_6t) \cos(\alpha_2 t) + (C_7 + C_8t) \sin(\alpha_2 t) + (C_9 + C_{10}t)e^{\alpha_3 t} + (C_{11} + C_{12}t)e^{-\alpha_3 t} + C_{13}e^{t\sqrt{\delta_1/\delta_2}} + C_{14}e^{-t\sqrt{\delta_1/\delta_2}},$$

$$0 \leq t \leq t_1,$$

де  $C_{1,\dots,14} = \text{const}$ .

Якщо знайдену функцію  $y(t)$  підставити в (2.44), то отримаємо явний вигляд для шуканого розв'язку варіаційної задачі

$$x(t) = y(t) - \frac{a_0}{a_1} =$$

$$= (C_1 + C_2t) \cos(\alpha_1 t) + (C_3 + C_4t) \sin(\alpha_1 t) + (C_5 + C_6t) \cos(\alpha_2 t) + (C_7 + C_8t) \sin(\alpha_2 t) + (C_9 + C_{10}t)e^{\alpha_3 t} + (C_{11} + C_{12}t)e^{-\alpha_3 t} + C_{13}e^{t\sqrt{\delta_1/\delta_2}} + C_{14}e^{-t\sqrt{\delta_1/\delta_2}},$$

$$0 \leq t \leq t_1. \quad (2.55)$$

Для визначення невідомих сталих  $C_{1,\dots,14}$  підставляємо (2.55) у крайові умови (2.42) задачі і приходимо до системи лінійних алгебраїчних рівнянь відносно цих сталих, розв'язавши яку, отримаємо остаточний розв'язок задачі (2.31) про оптимізацію режиму пуску за комплексним критерієм.

Отриманий розв'язок дозволяє визначити всі основні характеристики руху механізму зміни вильоту вантажу при усталеному режимі повороту

крана. Результати розв'язання задачі справедливі при різних значеннях вагового коефіцієнту  $\delta \in (0,1)$  (нагадаємо, що корегуючий множник вибраний  $k = 150$ , залишається незмінним).

Нехай  $\delta = 0.9$ . В цьому випадку розв'язок (2.44) має вигляд

$$x = x(t) = 184.5 + (C_1 + C_2 t) \cos[26.21 t] + (C_3 + C_4 t) \sin[26.21 t] + (C_5 + C_6 t) \cos[1.976 t] + (C_7 + C_8 t) \sin[1.976 t] + e^{0.06705 t} (C_9 + C_{10} t) e^{-0.06705 t} (C_{11} + C_{12} t) + C_{13} e^{3.421 t} + C_{14} e^{-3.421 t}, 0 \leq t \leq t_1,$$

де

$$C_1 \approx 0, C_2 \approx 0, C_3 \approx 0, C_4 \approx 0, C_5 \approx 0.02966, C_6 \approx -0.01418, C_7 \approx 0.04086, C_8 \approx -3.339 \times 10^{-3}, C_9 \approx -77.58, C_{10} \approx 2.988, C_{11} \approx -99.99, C_{12} \approx -4.571, C_{13} \approx 0, C_{14} \approx -4.014 \times 10^{-3}.$$

В результаті проведених досліджень далі наведемо графічні залежності основних кінематичних (рис. 2.18-2.23), силових (рис. 2.24, рис. 2.25) та енергетичних (рис. 2.26) характеристик руху механізму зміни вильоту вантажу при усталеному режимі повороту баштового крана для трьох оптимальних режимів руху: за комплексним критерієм  $K_1$  і за середньоквадратичними значеннями рушійного моменту  $M_{с.к.}$  та швидкості його зміни в часі  $\dot{M}_{с.к.}$ .

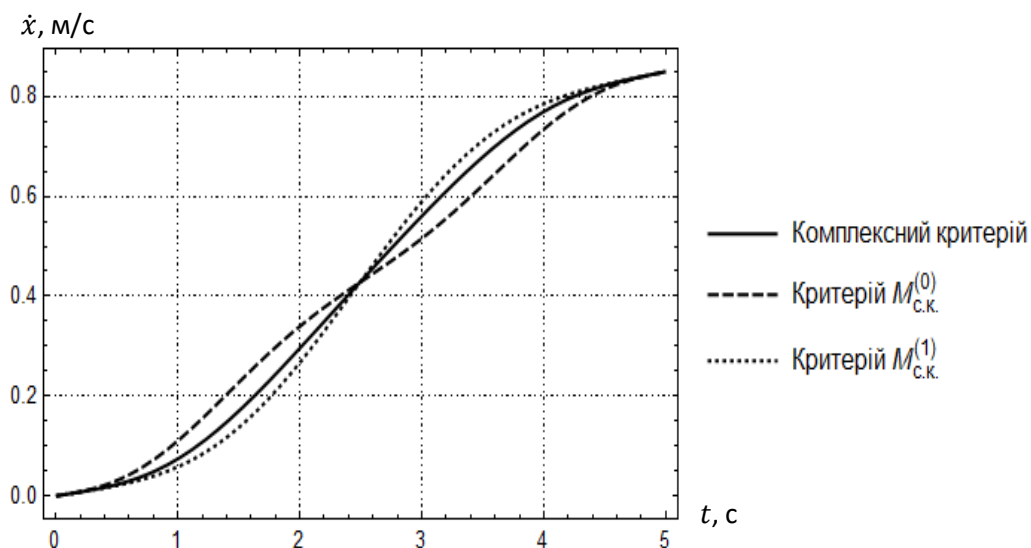


Рисунок 2.18 – Графіки зміни швидкості вантажу

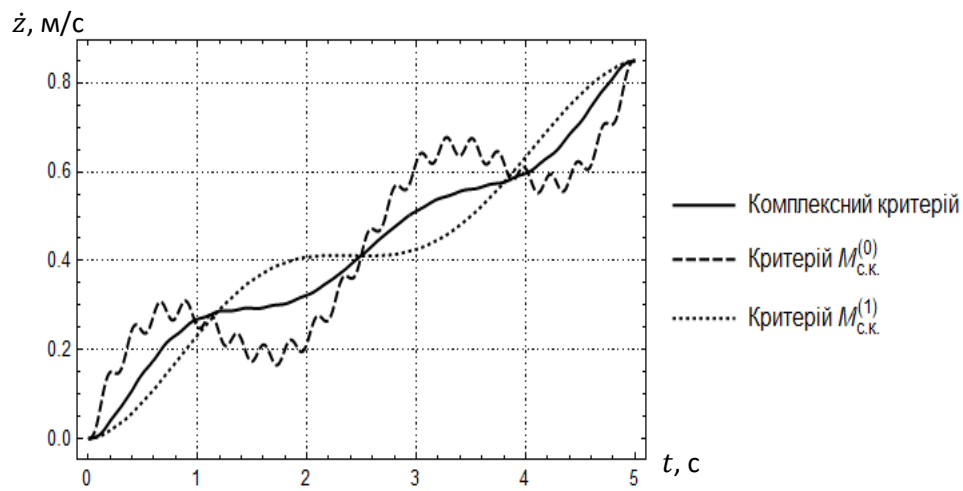


Рисунок 2.19 – Графіки зміни швидкості візка

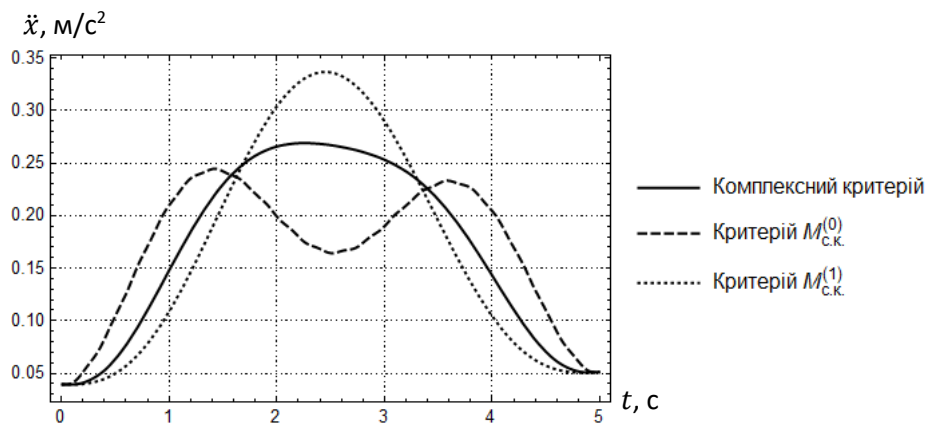


Рисунок 2.20 – Графіки зміни прискорення вантажу

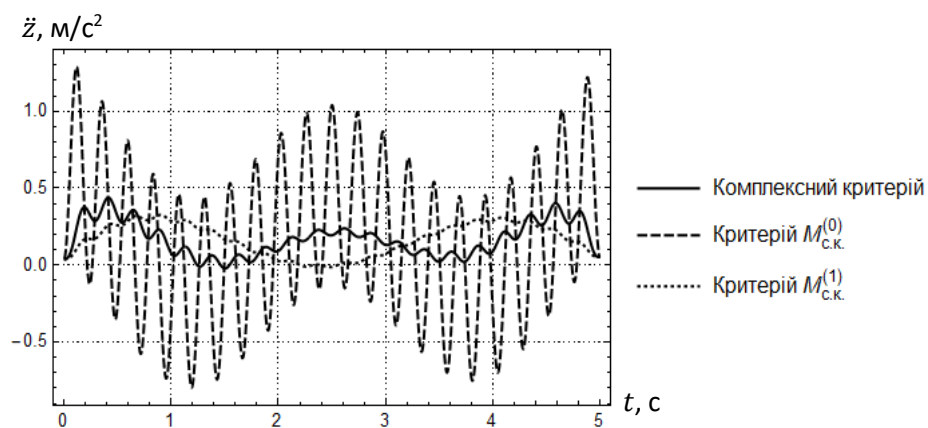


Рисунок 2.21 – Графіки зміни прискорення візка

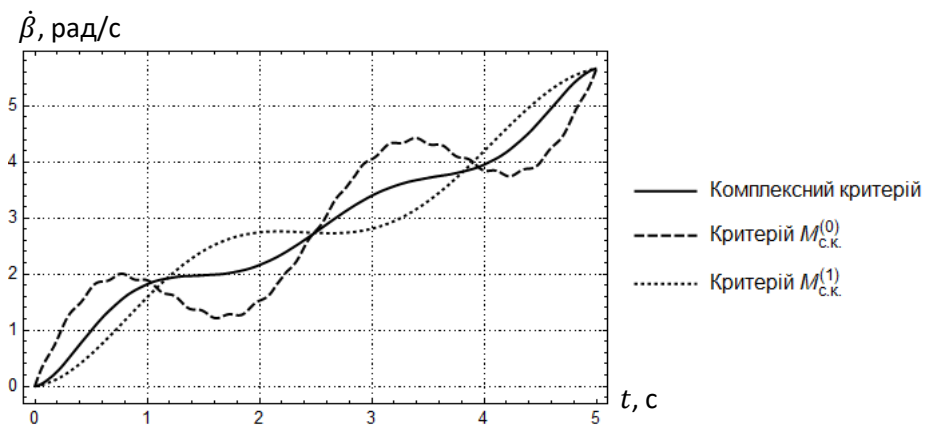


Рисунок 2.22 – Графіки зміни кутової швидкості барабана

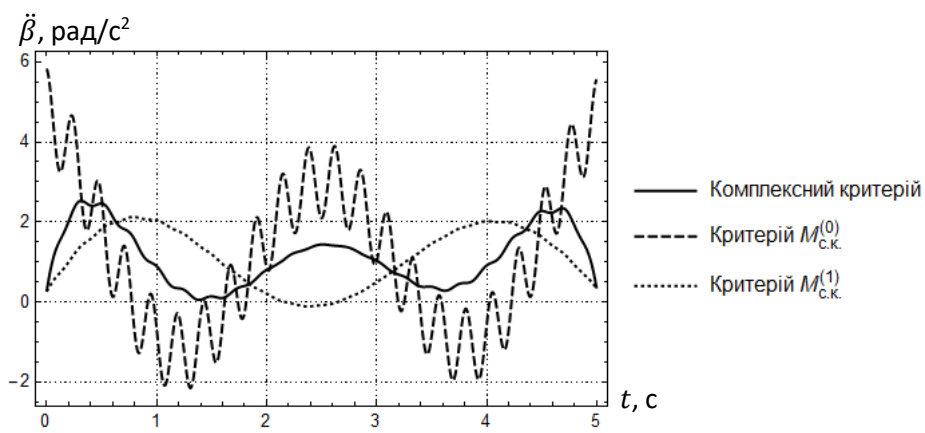


Рисунок 2.23 – Графіки зміни кутового прискорення барабана

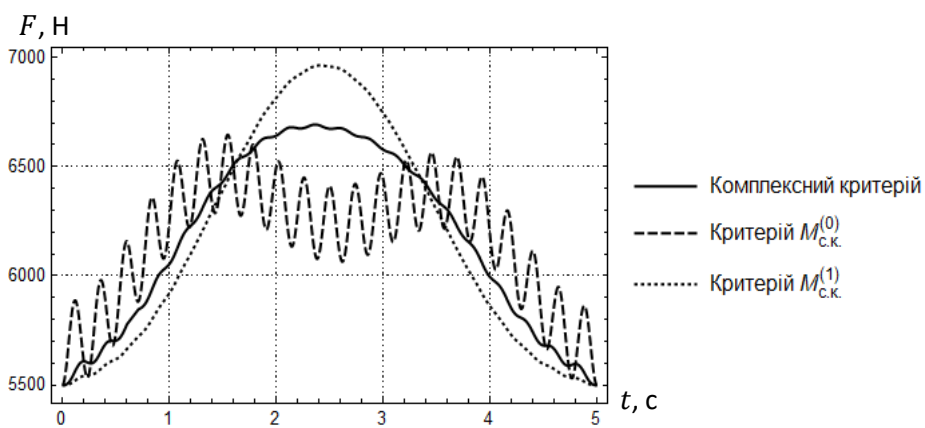


Рисунок 2.24 – Графіки зміни тягового зусилля в канаті

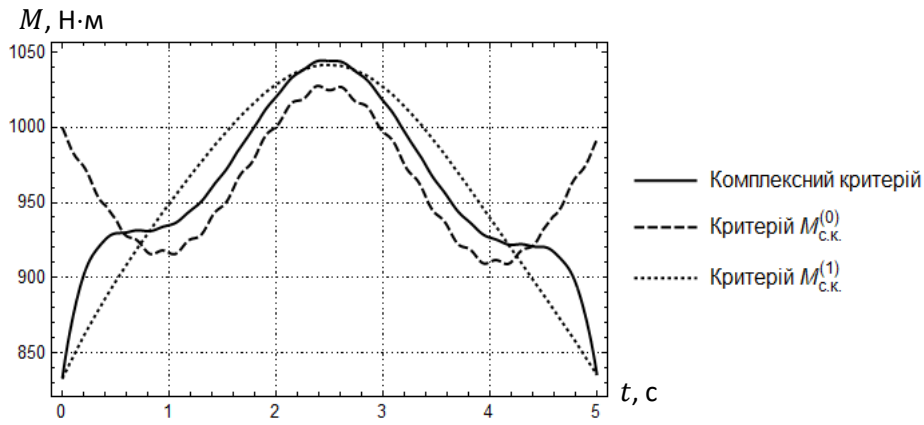


Рисунок 2.25 – Графіки зміни рушійного моменту приводу

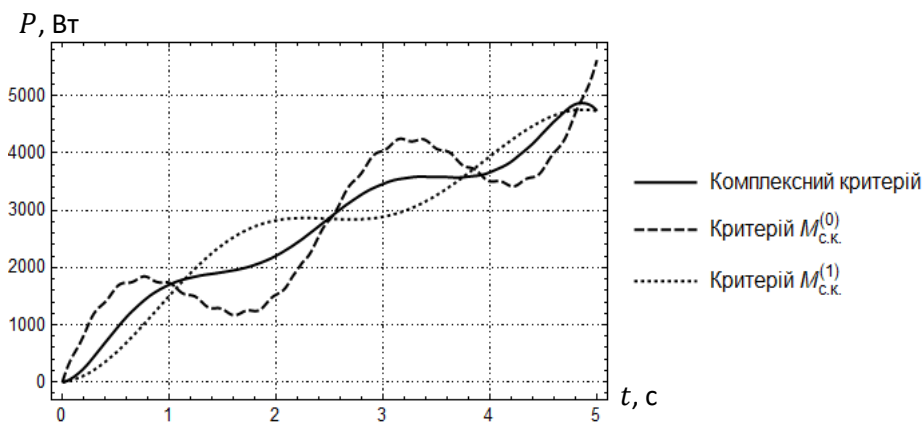


Рисунок 2.26 – Графіки зміни потужності приводу

З аналізу оптимальних швидкостей руху вантажу (рис. 2.18) за всіма критеріями можна зробити висновок, що всі вони мають плавний характер зміни. Цього не можна сказати про швидкості візка (рис. 2.19) та приводного барабана (рис. 2.22), де за усіма оптимальними режимами руху спостерігаються низькочастотні коливання, викликані відхиленнями гнучкого підвісу вантажу від вертикалі. Ці коливання усуваються при переході з ділянки пуску на ділянку усталеного руху, оскільки в цей момент переміщення та швидкості візка та вантажу співпадають. Разом з тим, при оптимальному режимі за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту спостерігаються високочастотні коливання швидкості візка та барабана, які залежать від характеру зміни рушійного моменту. За цим же критерієм спостерігаються найбільші амплітуди низькочастотних коливань швидкостей

візка та барабана. Майже однаковий характер зміни швидкостей візка та барабана спостерігається при оптимальних режимах за комплексним критерієм та за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни рушійного моменту.

Прискорення вантажу (рис. 2.20) змінюються плавно за всіма критеріями, однак при використанні критерію середньоквадратичного значення рушійного моменту мають місце низькочастотні коливання при найменшому максимальному значенні прискорення ( $0,24 \text{ м/с}^2$ ), а найбільше максимальне значення прискорення ( $0,34 \text{ м/с}^2$ ) спостерігається при критерії середньоквадратичного значення швидкості зміни рушійного моменту. В той же час найкращий характер зміни прискорення вантажу дає комплексний оптимальний режим руху, в якого максимальне значення становить  $0,27 \text{ м/с}^2$  і забезпечує найбільше заповнення діаграми руху. Оптимальні за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни рушійного моменту прискорення візка та барабана мають майже плавний характер зміни при наявності низькочастотної складової коливань. Разом з тим, зміна прискорень візка та барабана, отримана при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту, має значні як низько – так і високочастотні коливання при максимальних значеннях прискорень візка  $1,4 \text{ м/с}^2$  та барабана  $5,75 \text{ рад/с}^2$ . Для порівняння наведемо ці ж показники при комплексному оптимальному режимі руху  $0,40 \text{ м/с}^2$  та  $2,5 \text{ рад/с}^2$  та оптимальному режимі за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни рушійного моменту  $0,32 \text{ м/с}^2$  та  $2,10 \text{ рад/с}^2$ .

Аналіз тягового зусилля в канаті переміщення візка при різних оптимальних режимах руху (рис. 2.24) показує, що при використанні в якості критерію оптимізації середньоквадратичного значення рушійного моменту приводу мають місце як низько – так і високочастотні коливання, але максимальне значення тягового зусилля є найменшим і становить  $6640 \text{ Н}$ . В той же час, тягове зусилля при оптимальному за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни рушійного моменту має

плавний характер зміни без будь-яких коливань, але набуває найбільшого максимального значення (6900 Н). При комплексному оптимальному режимі руху максимальне значення тягового зусилля є незначним і становить 6650 Н, а характер його зміни є досить близьким до плавного режиму при практично відсутній амплітуді високочастотних коливань. З цього прикладу видно, як за допомогою використання комплексного критерію оптимізації можна знаходити компроміс між максимальним значенням тягового зусилля в канаті візка та зменшенням або повністю усуненням високочастотних коливань в елементах механізму зміни вильоту баштового крана.

Максимальні значення рушійного моменту при всіх оптимальних режимах руху (рис. 2.25) відрізняються незначно і знаходяться в межах від 1025 Нм до 1040 Нм, але при оптимальному режимі руху за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту спостерігаються низькочастотні коливання його зміни і на початку руху має місце розрив рушійного моменту з величиною моменту сил статичного опору, що є однією з причин виникнення високочастотних коливань в елементах приводу та конструкції крана. Це явище відсутнє при двох інших оптимальних режимах руху, де рушійний момент змінюється плавно без коливань.

З рис. 2.26 можна бачити, що при всіх оптимальних режимах руху потужність приводу змінюється з низькочастотними коливаннями, але найбільшу амплітуду цих коливань при наявності незначної високочастотної складової дає оптимальний режим руху, отриманий за допомогою критерію середньоквадратичного значення рушійного моменту. При цьому критерію оптимізації також досягається найбільше максимальне значення потужності (5700 Вт), а найменше (4750 Вт) – при середньоквадратичному значенні швидкості зміни рушійного моменту. Близьке до цього значення максимальне значення потужності (4850 Вт) дає комплексний оптимальний режим руху.

### 2.3.4 Оптимізація за критерієм пришвидшення зміни середньоквадратичного значення рушійного моменту

З попередньо проведеного динамічного аналізу сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана встановлено, що під час процесу пуску в елементах приводних механізмів та конструкції стрілової системи спостерігаються значні силові та енергетичні перевантаження, які залежать від величини рушійного моменту. Крім того, мають місце низько- та високочастотні коливання елементів конструкції та приводних механізмів, які залежать від величини відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу та характеру зміни рушійного моменту приводних механізмів.

Для зменшення небажаних чинників, які діють на елементи приводу та конструкції механізму зміни вильоту вантажу при усталеній роботі механізму повороту проведемо оптимізацію режиму руху стрілової системи крана за трьома інтегральними за час руху динамічними критеріями, які представлені у вигляді середньоквадратичних значень: 1) рушійного моменту; 2) швидкості зміни рушійного моменту; 3) пришвидшення зміни рушійного моменту.

У наведених далі розрахунках порядок похідної функції показано у дужках верхнього індексу відповідного символу.

При цьому сформовано три варіаційні задачі:

**Задача 1.** Знайти закон руху  $x = x(t)$ ,  $0 \leq t \leq t_1$ , який мінімізує функціонал

$$M_{с.к.}^{(0)} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} M^2 dt \right]^{1/2} \rightarrow \min, \quad (2.56)$$

при задоволенні крайових умов руху:

$$\begin{aligned} t = 0 : x = x_0, x^{(1)} = 0, x^{(2)} = x_0 \omega^2, x^{(3)} = 0, x^{(4)} = x_0 \omega^4, x^{(5)} = 0, \\ t = t_1 : x = x_1 = x_0 + \frac{V t_1}{2}, x^{(1)} = V, x^{(2)} = x_1 \omega^2, x^{(3)} = 0, x^{(4)} = x_1 \omega^4, x^{(5)} = V \omega^4, \end{aligned} \quad (2.57)$$

де  $t$  – час;  $t_1$  – тривалість руху системи;  $x_0$  та  $x_1$  – відповідно початкове значення координати центру мас вантажу;  $V$  – усталена швидкість руху вантажу.

**Задача 2.** Знайти закон руху  $x = x(t)$ ,  $0 \leq t \leq t_1$ , який мінімізує функціонал:

$$M_{c.к.}^{(1)} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} (M^{(1)})^2 dt \right]^{1/2} \rightarrow \min \quad (2.58)$$

при задоволенні крайових умов руху:

$$\begin{aligned} t = 0 : x = x_0, x^{(1)} = 0, x^{(2)} = x_0 \omega^2, x^{(3)} = 0, x^{(4)} = x_0 \omega^4, x^{(5)} = 0, x^{(6)} = x_0 \omega^6; \\ t = t_1 : x = x_1, x^{(1)} = V, x^{(2)} = x_1 \omega^2, x^{(3)} = 0, x^{(4)} = x_1 \omega^4, x^{(5)} = V \omega^4, x^{(6)} = x_1 \omega. \end{aligned} \quad (2.59)$$

**Задача 3.** Знайти закон руху  $x = x(t)$ ,  $0 \leq t \leq t_1$ , який мінімізує функціонал

$$M_{c.к.}^{(2)} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} (M^{(2)})^2 dt \right]^{1/2} \rightarrow \min \quad (2.60)$$

при задоволенні крайових умов руху:

$$\begin{aligned} t = 0 : x = x_0, x^{(1)} = 0, x^{(2)} = x_0 \omega^2, x^{(3)} = 0, x^{(4)} = x_0 \omega^4, x^{(5)} = 0, x^{(6)} = x_0 \omega^6, x^{(7)} = 0; \\ t = t_1 : x = x_1, x^{(1)} = V, x^{(2)} = x_1 \omega^2, x^{(3)} = 0, x^{(4)} = x_1 \omega^4, x^{(5)} = V \omega^4, x^{(6)} = x_1 \omega, x^{(7)} = V \omega^6. \end{aligned} \quad (2.61)$$

Оскільки розв'язки всіх трьох варіаційних задач майже однотипні, тому розглянемо методику аналітичного розв'язування цих задач на прикладі задачі 3. Варіаційну задачу (2.60) можна переписати в еквівалентній формі:

$$\int_0^{t_1} (M^{(2)})^2 dt \rightarrow \min. \quad (2.61)$$

У варіаційному численні умовою мінімуму функціоналу є рівняння Ейлера-Пуассона [18], яке для виразу (2.61) буде мати наступний вигляд:

$$\left( \frac{\partial (M^{(2)})^2}{\partial x^{(2)}} \right)^{(2)} + \left( \frac{\partial (M^{(2)})^2}{\partial x^{(4)}} \right)^{(4)} + \left( \frac{\partial (M^{(2)})^2}{\partial x^{(6)}} \right)^{(6)} + \left( \frac{\partial (M^{(2)})^2}{\partial x^{(8)}} \right)^{(8)} = 0.$$

Використовуючи правило диференціювання складної функції отримаємо:

$$\begin{aligned} (2M^{(2)}a_1)^{(2)} + (2M^{(2)}a_2)^{(4)} + (2M^{(2)}a_3)^{(6)} + (2M^{(2)}a_4)^{(8)} = 0 &\Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow a_1M^{(4)} + a_2M^{(6)} + a_3M^{(8)} + a_4M^{(10)} = 0. \end{aligned} \quad (2.62)$$

Отримане рівняння (2.62) є, фактично, лінійним, однорідним диференціальним рівнянням 16-го порядку відносно невідомої функції  $x$ . Для його розв'язування знайдемо корені характеристичного полінома, який матиме вигляд:

$$Q(\lambda) = (a_1\lambda^2 + a_2\lambda^4 + a_3\lambda^6 + a_4\lambda^8)^2 = \lambda^4(a_1 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda^4 + a_4\lambda^6)^2.$$

Поліном  $Q(\lambda)$ , очевидно, має нуль 4-го порядку  $\lambda_0=0$ , а також серію нулів 2-го порядку, які визначаються, як розв'язки алгебраїчного рівняння 6-го порядку:

$$a_1 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda^4 + a_4\lambda^6 = 0,$$

в якому для пониження степеня вводимо позначення  $\lambda^2 = \mu$ . В результаті, матимемо алгебраїчне рівняння 3-го порядку:

$$a_1 + a_2\mu + a_3\mu^2 + a_4\mu^3 = 0, \quad (2.63)$$

корені якого можна знайти аналітично за методом Кардано або наближено одним із чисельних методів, або ж використовуючи один із прикладних пакетів.

Якщо вхідні параметри для стрілової системи баштового крана приймають наступні значення:  $m=5000$  кг,  $I=30$  кгм<sup>2</sup>,  $H=10$  м,  $\omega=0,075$  рад/с,  $r=0,15$  м,  $c=1,65 \cdot 10^5$  Н/м,  $V=0,85$  м/с,  $x_0=7$  м,  $t_1=5$  с,  $W=5500$  Н, то наближені розв'язки рівняння (2.48) набувають таких величин:  $\mu_1 \approx -678,17$ ,  $\mu_2 \approx -3,9041$ ,  $\mu_3 \approx 0,0044954$ .

Враховуючи рівність  $\lambda^2 = \mu$  для коренів характеристичного полінома  $Q(\lambda)$  можемо записати:

$$\begin{aligned}\lambda_{1,2} &= \pm\sqrt{\mu_1} \approx \pm i \cdot 26,214 = \pm i \cdot \alpha_1; \\ \lambda_{3,4} &= \pm\sqrt{\mu_2} \approx \pm i \cdot 1,91759 = \pm i \cdot \alpha_2; \\ \lambda_{5,6} &= \pm\sqrt{\mu_3} \approx \pm 0,067048 = \pm \alpha_3,\end{aligned}\tag{2.64}$$

де  $i = \sqrt{-1}$  – уявна одиниця. Отже, характеристичний поліном  $Q(\lambda)$  має нуль 4-го порядку  $\lambda_0 = 0$  та шість нулів 2-го порядку  $\lambda_{1,\dots,6}$ , які мають вигляд (2.64). Тоді загальний розв'язок лінійного, однорідного диференціального рівняння (2.42) запишеться таким чином:

$$\begin{aligned}x(t) &= (C_1 + C_2 t) \cos(\alpha_1 t) + (C_3 + C_4 t) \sin(\alpha_1 t) + (C_5 + C_6 t) \cos(\alpha_2 t) + (C_7 + C_8 t) \times \\ &\times \sin(\alpha_2 t) + (C_9 + C_{10} t) e^{\alpha_3 t} + (C_{11} + C_{12} t) e^{-\alpha_3 t} - C_{13} + C_{14} t + C_{15} t^2 + C_{16} t^3, \quad 0 \leq t \leq t_1.\end{aligned}\tag{2.65}$$

де  $C_n = \text{const}$ ,  $n = 1, 2, \dots, 16$ .

Для відшукування коефіцієнтів  $C_{1,\dots,16}$  зображення (2.65) підставляємо в крайові умови (2.61) вихідної задачі. В результаті прийдемо до системи лінійних алгебраїчних рівнянь 16-го порядку відносно  $C_{1,\dots,16}$ , наближений розв'язок якої приймає значення:  $C_1 = 0$ ,  $C_2 = 0$ ,  $C_3 = 0$ ,  $C_4 = 0$ ,  $C_5 \approx 0,033874$ ,  $C_6 \approx -0,00938$ ,  $C_7 \approx -0,0026028$ ,  $C_8 \approx -0,0021366$ ,  $C_9 \approx 2,1988 \cdot 10^7$ ,  $C_{10} \approx -2,7909 \cdot 10^5$ ,  $C_{11} \approx -3,3603 \cdot 10^7$ ,  $C_{12} \approx -4,7415 \cdot 10^5$ ,  $C_{13} \approx 1,1614 \cdot 10^7$ ,  $C_{14} \approx -2,97399 \cdot 10^6$ ,  $C_{15} \approx 13028$ ,  $C_{16} \approx -1099,5$ .

Підставивши знайдені  $C_{1,\dots,16}$  у (2.65), отримаємо остаточний розв'язок варіаційної задачі.

В результаті проведених досліджень оптимального режиму руху, отриманого в результаті мінімізації середньоквадратичного значення пришвидшення рушійного моменту, побудовані графічні залежності переміщення центрів мас візка та вантажу (рис. 2.27), швидкості центрів мас візка та вантажу (рис. 2.28), прискорення центрів мас візка та вантажу (рис. 2.29), зусилля в тяговому органі візка (рис. 2.30), рушійного моменту приводу механізму зміни вильоту (рис. 2.31) та потужності приводу механізму зміни вильоту (рис. 2.32).

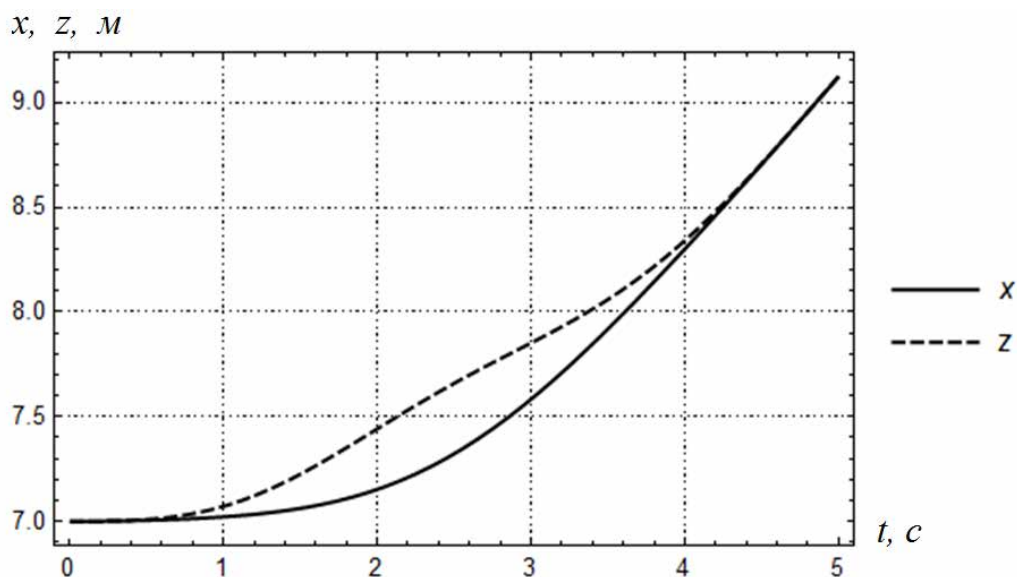


Рисунок 2.27 – Графіки положення візка і вантажу

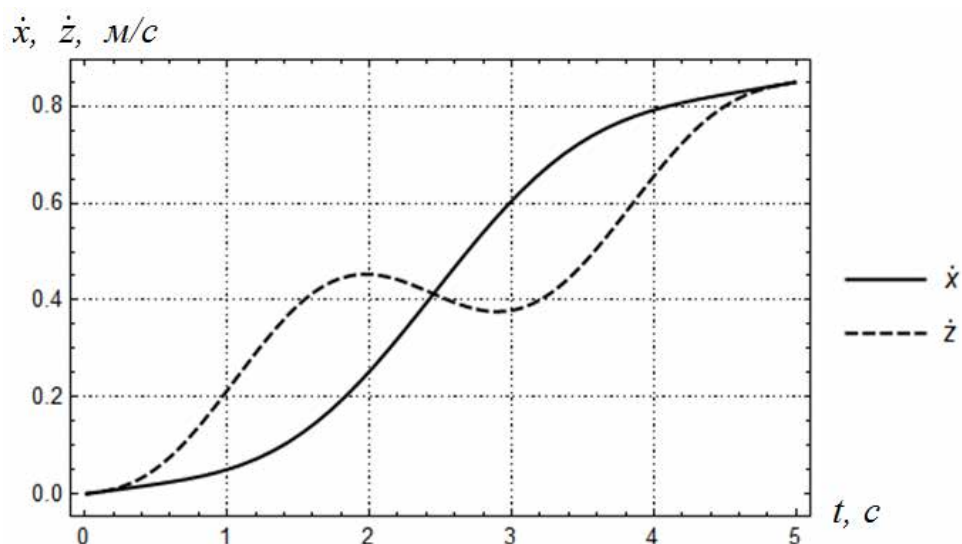


Рисунок 2.28 – Графіки швидкостей візка і вантажу

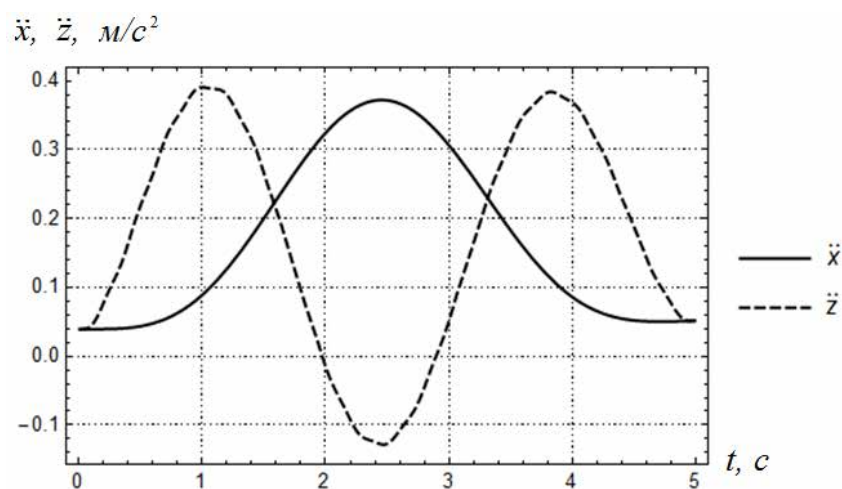


Рисунок 2.29 – Графіки прискорень візка і вантажу

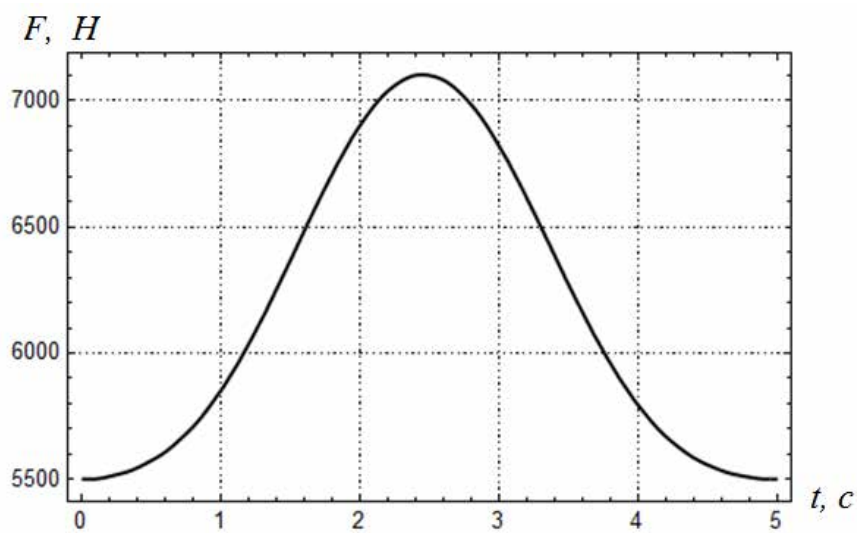


Рисунок 2.30 – Графік тягового зусилля, що діє на візок

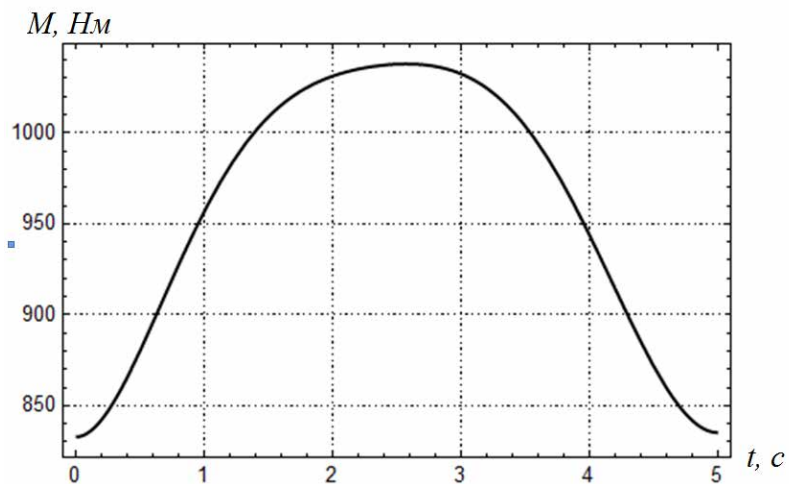


Рисунок 2.31 – Графік рушійного моменту приводу механізму зміни вильоту вантажу баштового крана

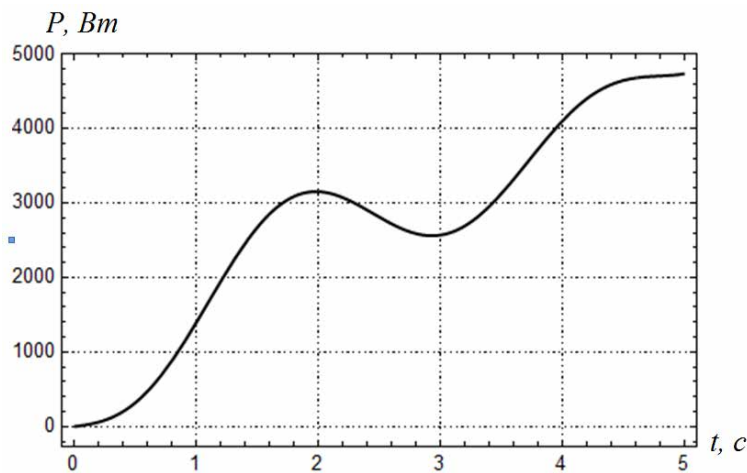


Рисунок 2.32 – Графік потужності приводу механізму зміни вильоту вантажу баштового крана

На рис. 2.27-2.29 наведені графічні залежності переміщень, швидкостей та прискорень центрів мас візка (пунктирні криві) та вантажу (суцільні криві). З наведених графічних залежностей видно, що на ділянці пуску переміщення, швидкість та прискорення вантажу змінюються плавно без коливань. Разом з тим, при зміні швидкості та прискорення візка спостерігаються низькочастотні коливання, які усуваються при переході на ділянку усталеного руху, оскільки в кінці процесу пуску координати (рис. 2.27) та швидкості (рис. 2.28) візка та вантажу співпадають.

Зусилля в тяговому елементі візка (рис. 2.30) та рушійний момент (рис. 2.31) на валу приводного електродвигуна механізму зміни вильоту змінюються плавно без коливань. При зміні потужності приводного механізму зміни вильоту вантажу спостерігаються низькочастотні коливання, викликані відхиленнями від вертикалі гнучкого підвісу з вантажем. Ці коливання також усуваються на ділянці усталеного руху, оскільки тут відсутні відхилення від вертикалі гнучкого підвісу з вантажем.

Отже, проведена оптимізація режиму зміни вильоту вантажу при усталеному русі механізму повороту протягом процесу пуску за критерієм середньоквадратичного значення пришвидшення зміни рушійного моменту приводу (варіаційна задача 3) дала можливість отримати плавний, без коливань, рух елементів стрілової системи крана. Причому високочастотні коливання ланок системи усуваються вже на ділянці пуску за рахунок плавної зміни рушійного моменту, а низькочастотні коливання усуваються при переході з ділянки пуску на ділянку усталеного руху за рахунок відповідного вибору крайових умов руху візка та вантажу, які не дають можливості відхилятися вантажному канату від вертикалі.

Аналогічним чином розв'язані варіаційні задачі 1 і 2, на основі яких проведена оптимізація режимів зміни вильоту вантажу при використанні в якості критеріїв оптимізації середньоквадратичних значень відповідно рушійного моменту приводу та швидкості його зміни в часі. В процесі проведеної оптимізації отримані конкретні результати, аналогічні тим, що були отримані при розв'язуванні задачі 3.

### **2.3.5 Порівняльний аналіз розв'язків оптимізаційних задач**

Проведемо співставлення результатів отриманих при вирішенні всіх трьох варіаційних задач. Наведемо графічні залежності кінематичних характеристик центрів мас візка та вантажу при різних оптимальних режимах руху, отриманих при розв'язуванні варіаційних задач: для швидкостей вантажу (рис. 2.33), швидкостей візка (рис. 2.34), прискорень вантажу (рис. 2.35), прискорень візка (рис. 2.36).

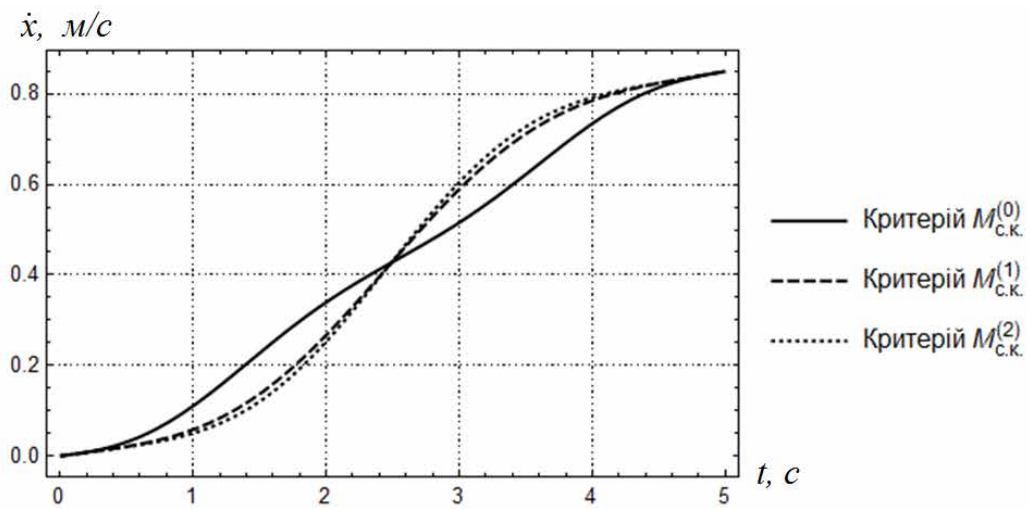


Рисунок 2.34 – Графіки швидкостей вантажу, що відповідають різним розв'язкам варіаційних задач

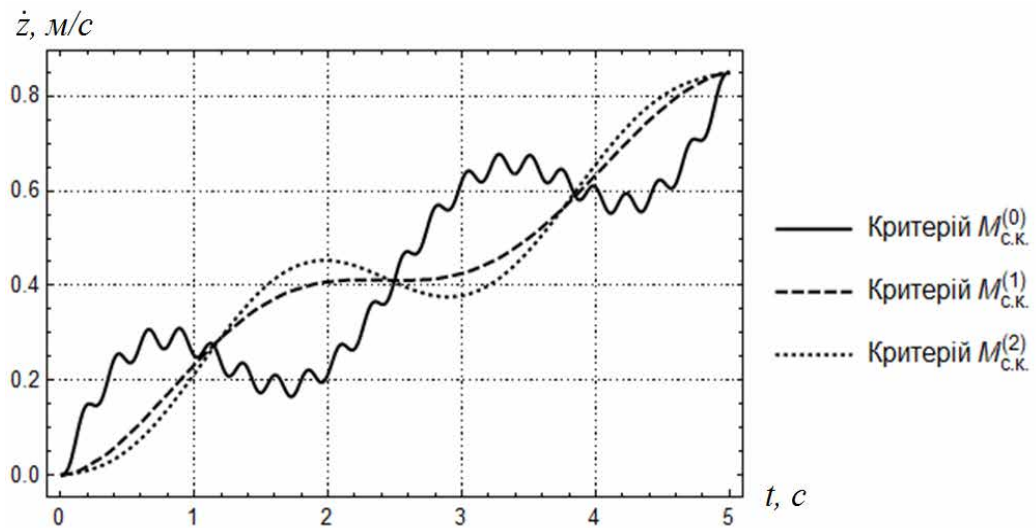


Рисунок 2.35 – Графіки швидкостей візка, що відповідають різним розв'язкам варіаційних задач

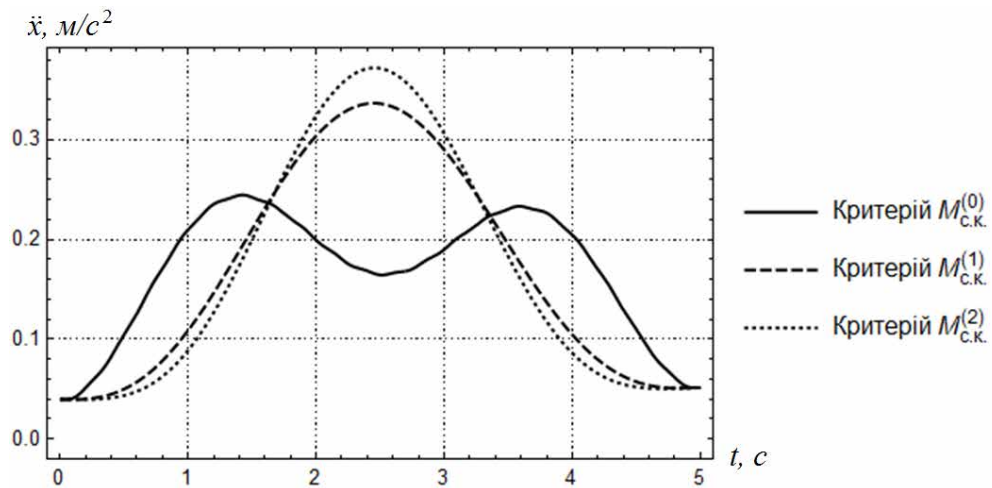


Рисунок 2.36 – Графіки прискорень вантажу, що відповідають різним розв’язкам варіаційних задач

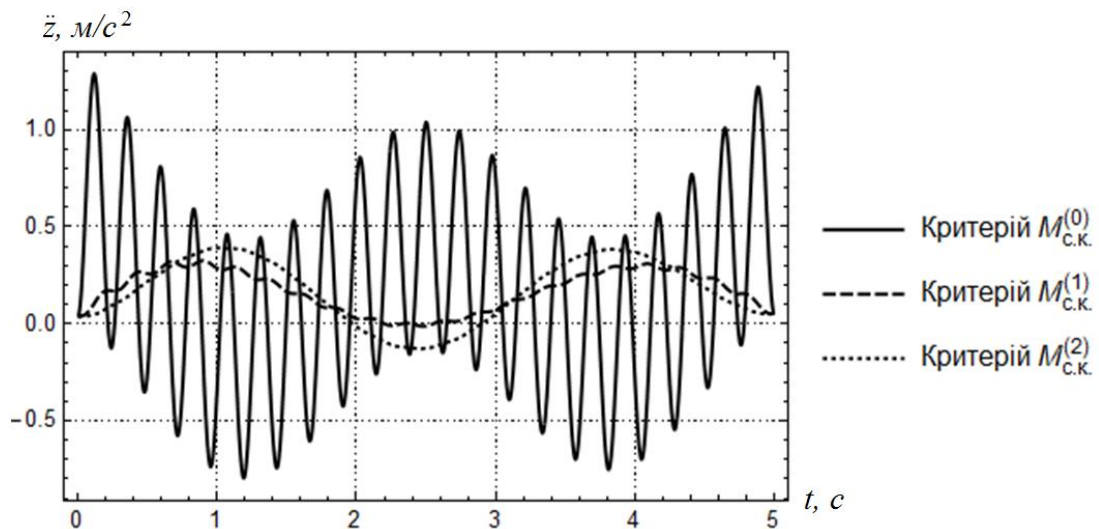


Рисунок 2.37 – Графіки прискорень візка, що відповідають різним розв’язкам варіаційних задач

З рис. 2.34 можна бачити, що залежності швидкості вантажу, отримані при розв’язування другої та третьої задач, змінюються плавно без коливань і практично є подібними і майже співпадають. Залежність зміни швидкості вантажу, отримана при розв’язуванні першої задачі, має незначні низькочастотні коливання. На рис. 2.35 наведені швидкості центру мас візка, знайдені при розв’язуванні варіаційних задач. Залежності, знайдені при розв’язуванні другої та третьої варіаційних задач, змінюються плавно при наявності низькочастотних коливань. При розв’язуванні другої задачі

амплітуда низькочастотних коливань трохи менша в порівнянні з амплітудою, отриманою в третій задачі, однак там спостерігаються незначні високочастотні коливання швидкості візка. Залежність швидкості візка, знайдена в результаті розв'язування першої варіаційної задачі має як низько - так і високочастотну складові коливань. Тут амплітуда низькочастотної складової коливань значно перевищує амплітуди коливань знайдені при розв'язуванні другої та третьої задач оптимізації.

Графічні залежності зміни прискорень вантажу (рис. 2.36), отримані при розв'язуванні другої та третьої варіаційних задач змінюються плавно без наявності коливань, однак їхні максимальні значення (0,32 і 0,38 м/с<sup>2</sup> відповідно) значно перевищують максимальне значення прискорення вантажу (0,24 м/с<sup>2</sup>), отримане при розв'язуванні першої задачі, де спостерігаються низькочастотні коливання з накладанням незначних високочастотних коливань. З графіків зміни прискорень візка (рис. 2.37), отриманих при розв'язуванні другої та третьої варіаційних задач, видно наявність низькочастотної складової коливань. Причому в другій задачі амплітуда цих коливань менша, але спостерігається наявність незначної високочастотної складової коливань, чого не спостерігається при розв'язуванні третьої задачі. При розв'язуванні першої варіаційної задачі мають місце значні амплітуди як низько – так і високочастотних складових коливань прискорень візка. Тут максимальне значення прискорення візка досягає 1,4 м/с<sup>2</sup>. Для порівняння відмітимо, що при розв'язуванні другої та третьої задач ці прискорення становлять відповідно 0,32 та 0,37 м/с<sup>2</sup>.

З графічних залежностей тягового зусилля (рис. 2.38), отриманого при розв'язуванні другої та третьої варіаційних задач, спостерігається їхня плавна зміна, при максимальних значеннях 6950 Н та 7100 Н відповідно, які перевищують відповідне значення (6650 Н), отримане при розв'язуванні першої задачі. Однак, при розв'язуванні цієї задачі в тяговому зусиллі мають місце як низько- так і високочастотні складові коливань.

З графічних залежностей рушійного моменту (рис. 2.39), отриманих при розв'язуванні другої та третьої варіаційних задач спостерігається плавна зміна при майже однакових максимальних значеннях 1040 Нм, що незначно перевищує максимальне значення рушійного моменту 1025 Нм, яке отримане при розв'язуванні першої задачі. Однак, в останньому випадку мають місце як низько- так і високочастотні коливання рушійного моменту, що знижує надійність роботи механізму зміни вильоту та підвищує енергетичні витрати приводу.

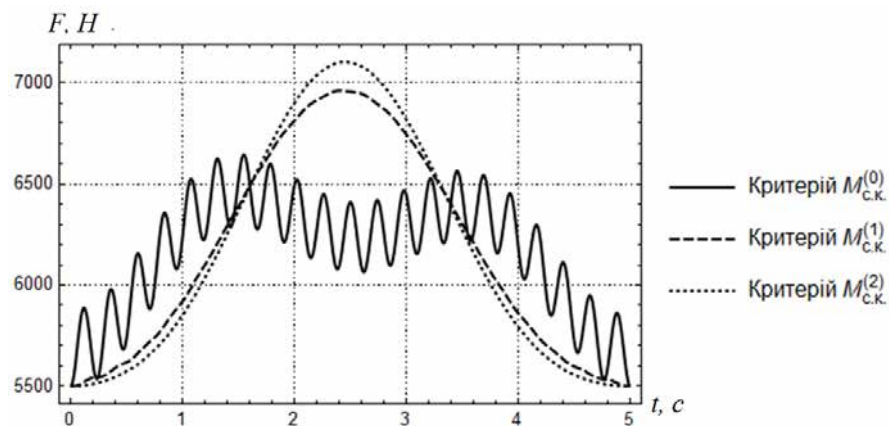


Рисунок 2.38 – Графіки тягового зусилля, яке діє на візок, що відповідають різним розв'язкам варіаційних задач

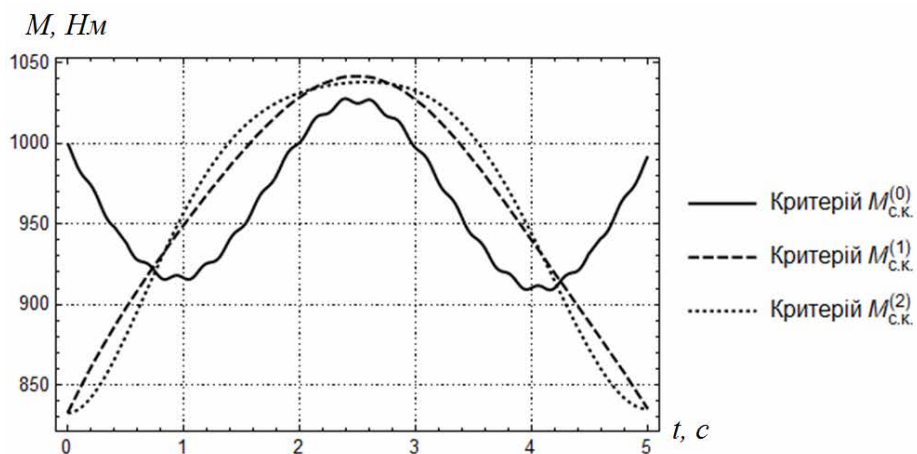


Рисунок 2.39 – Графіки рушійного моменту, що відповідають різним розв'язкам варіаційних задач

Аналіз графічних залежностей зміни потужності приводу механізму зміни вильоту при усталеному русі механізму повороту (рис. 2.40) показує, що

залежності, отримані при розв'язуванні другої та третьої варіаційних задач, мають низькочастотні складові коливань, які усуваються при переході на ділянку усталеного руху. Тут більш плавну зміну потужності має залежність, що отримана при розв'язуванні другої задачі. При цьому максимальне значення потужності складає 4760 Вт. При розв'язуванні першої варіаційної задачі спостерігаються низько- та високочастотні складові коливань потужності приводного механізму. Тут максимальне значення потужності приводу становить 5600 Вт, що на 17,6% перевищує максимальні значення потужності, отримані при розв'язуванні другої та третьої задач.

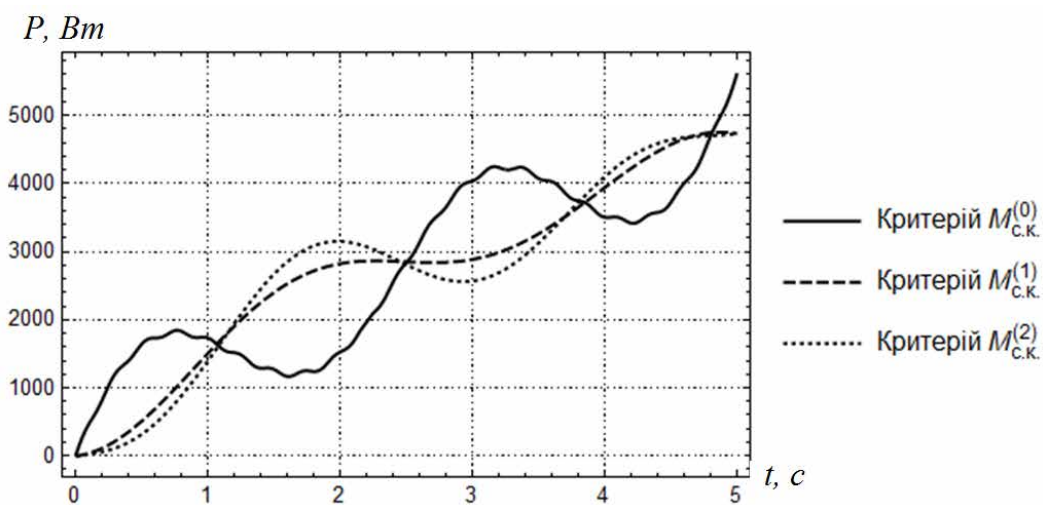


Рисунок 2.40 – Графіки потужності приводу, що відповідають різним розв'язкам варіаційних задач

Для більш повного аналізу отриманих оптимальних режимів руху механізму зміни вильоту при усталеному обертанні крана наведемо максимальні (табл. 2.1) та середньоквадратичні (табл. 2.2) значення характеристик руху механізму зміни вильоту вантажу при усталеному повороті крана.

З числових значень табл. 2.1 видно, що максимальні значення швидкостей візка і вантажу є однаковими для всіх трьох оптимальних режимів руху і дорівнюють швидкості усталеного руху візка та вантажу. Максимальні значення прискорень вантажу незначно відрізняються при різних оптимальних режимах руху.

Таблиця 2.1 – Максимальні показники режимів руху механізму зміни вильоту вантажу, що відповідають отриманим розв’язкам варіаційних задач

Характеристики	Одиниця вимірювання	Критерій		
		$M_{с.к.}^{(0)}$	$M_{с.к.}^{(1)}$	$M_{с.к.}^{(2)}$
$\dot{x}$	м/с	0,85	0,85	0,85
$\ddot{x}$	м/с <sup>2</sup>	0,24	0,34	0,38
$\dot{z}$	м/с	0,85	0,85	0,85
$\ddot{z}$	м/с <sup>2</sup>	1,40	0,32	0,38
$\ddot{\beta}$	рад/с <sup>2</sup>	5,93	2,07	2,54
$F$	Н	6650	6950	7100
$\dot{F}$	Н/с	5750	1020	1050
$M$	Нм	1025	1040	1036
$\dot{M}$	Нм/с	180	150	160
$P$	Вт	5800	4760	4780

В той же час для вантажного візка максимальне значення прискорення при першому оптимальному режимі руху значно перевищує ці ж значення при двох інших режимах руху. Зусилля в тяговому канаті візка приймає найменше значення в першому оптимальному режимі руху, але при цьому ж режимі воно має найбільшу швидкість зміни, яка значно перевищує цей показник при інших оптимальних режимах. Максимальне значення рушійного моменту приводного механізму практично не відрізняється при всіх трьох оптимальних режимах руху. В той же час максимальне значення потужності приводу приймає найбільше значення при першому оптимальному режимі руху, а при двох інших режимах вони майже однакові.

Аналізуючи дані табл. 2.2, необхідно відмітити, що найменші середньоквадратичні значення швидкостей візка та вантажу спостерігаються при першому оптимальному режимі руху. При двох інших режимах руху ці показники майже однакові. Разом з тим, середньоквадратичне значення

прискорення візка при першому оптимальному режимі руху значно перевищує цю характеристику при інших режимах руху.

Таблиця 2.2 – Середньоквадратичні показники режимів руху механізму зміни вильоту вантажу, що відповідають отриманим розв’язкам варіаційних задач

Характеристики	Одиниця вимірювання	Критерій		
		$M_{с.к.}^{(0)}$	$M_{с.к.}^{(1)}$	$M_{с.к.}^{(2)}$
$\dot{x}$	м/с	0,508	0,528	0,532
$\ddot{x}$	м/с <sup>2</sup>	0,181	0,201	0,208
$\dot{z}$	м/с	0,472	0,481	0,487
$\ddot{z}$	м/с <sup>2</sup>	0,527	0,200	0,236
$\ddot{\beta}$	рад/с	3,51	1,33	1,57
$F$	Н	6179	6195	6200
$\dot{F}$	Н/с	3355	661	749
$M$	Нм	960,6	962,2	962,7
$\dot{M}$	Нм/с	94,89	89,44	96,97
$P$	Вт	3010	3019	3047

Середньоквадратичне значення рушійного моменту найменше значення приймає при першому режимі руху, але воно мало чим відрізняється від інших оптимальних режимів руху. Найменше середньоквадратичне значення швидкості зміни рушійного моменту спостерігається при другому оптимальному режимі руху, а найбільше при третьому режимі. При другому оптимальному режимі руху також найменше середньоквадратичне значення пришвидшення в часі рушійного моменту, яке більш ніж на порядок менше цього ж значення при першому режимі руху, що вказує на наявність значних коливань при цьому режимі руху. При всіх режимах руху середньоквадратичні значення тягового зусилля візка майже однакові, але швидкість його зміни в часі найбільша при першому режимі руху, а найменша – при другому. Середньоквадратичне значення пришвидшення зміни тягового зусилля

приймає найменші значення при третьому режимі руху, а найбільші – при першому, причому це збільшення майже на два порядки. Середньоквадратичні значення потужності при різних режимах руху близькі між собою, де найбільше значення при третьому оптимальному режимі, а найменше – при першому.

## Висновки до другого розділу

За результатами проведених досліджень в другому розділі зроблені наступні висновки:

1. Розроблено динамічну модель механізмів зміни вильоту вантажу та повороту баштового крана. На основі рівнянь Лагранжа другого роду отримано систему диференціальних рівнянь, яка відповідає динамічній моделі, та описує сумісний рух механізмів зміни вильоту вантажу та повороту крана.
2. Виконано постановку задач оптимального керування механізмом зміни вильоту вантажу баштового крана при устленому повороті крана, які включали: крайові умови, що забезпечують усунення маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі у кінці розгону візка; критерій оптимізації (у постановках використано одиничні та комплексний критерії, які за математичним представленням є інтегральними функціоналами та відображають середньоквадратичні значення рушійного зусилля і його вищі похідні за часом).
3. Розроблено методичку розв'язання оптимізаційних задач (три із одиничними критеріями та одна із комплексним), які ґрунтуються на знаходженні необхідної умови мінімуму функціоналу (рівняння Ейлера-Пуассона), визначенні форми екстремалі та розрахунку на основі крайових умов постійних інтегрування.
4. В результаті розв'язування поставлених варіаційних задач встановлені переваги та недоліки кожного з режимів руху в залежності від обраного критерію оптимізації. При розв'язуванні першої варіаційної задачі (критерієм є середньоквадратичне значення рушійного зусилля) зменшуються силові навантаження в тяговому елементі візка та приводному механізмі, однак мають місце значні низько- та високочастотні коливання елементів приводу та конструкції стрілової системи в процесі пуску (гальмування).

5. Результат розв'язування другої варіаційної задачі (критерієм є швидкість зміни у часі середньоквадратичного значення рушійного зусилля) відповідає незначному збільшенню максимальних та середньоквадратичних значень силових навантажень в порівнянні з першою варіаційною задачею, але майже повністю усуваються низькочастотні коливання протягом перехідного процесу і зменшуються енергетичні витрати.
6. Результат розв'язування третьої варіаційної задачі (критерієм є пришвидшення зміни у часі середньоквадратичного значення рушійного зусилля) дозволяє підвищити плавність руху механізму зміни вильоту вантажу та повністю усунути високочастотні коливання ланок приводного механізму та конструкції стрілової системи. Однак, дещо збільшуються деякі максимальні та середньоквадратичні значення кінематичних та силових характеристик в порівнянні з результатами розв'язання другої варіаційної задачі.
7. Враховуючи всі позитивні та негативні наслідки оптимізації для механізму зміни вильоту вантажу при усталеному повороті крана доцільно рекомендувати оптимальний режим руху, який визначається в результаті розв'язування другої варіаційної задачі та варіаційної задачі із комплексним оптимізаційним критерієм.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ ДРУГОГО РОЗДІЛУ:

1. Stanišić M. On a new theory of the dynamic behavior of the structures carrying moving masses. *Ingenieur-Archiv*, DOI: 10.1007/bf00536412, (1985), Vol. 55 (3), 176–185.
2. Oguamanam D.C.D., Hansen J.S., Heppler G.R. Dynamics of a three-dimensional overhead crane system. *Journal of Sound and Vibration*. DOI: 10.1006/jsvi.2000.3375, (2001). Vol. 242 (3), 411–426.
3. Sun G., Kleeberger M. Dynamic responses of hydraulic mobile crane with consideration of the drive system. *Mechanism and Machine Theory*. DOI: 10.1016/S0094-114X(03)00099-5, (2003). Vol. 38 (12), 1489-1508.
4. Campara T., Bukvic H., Sprecic D. Ability to Control Swinging of Payload during the Movement of the Rotary Cranes Mechanism. 4th International Conference on Intelligent Technologies in Logistics and Mechatronics Systems. Kaunas Univ Technol Panevezys Inst. Kaunas. LITHUANIA. (2009), 52-55.
5. Казак С. Динамика мостовых кранов. Москва. Машиностроение, (2008), 332.
6. Орлов А. Общая динамическая модель грузоподъёмных кранов. Оптимизация параметров строительных и дорожных машин. Ярославль. Изд-во Яросл. политех. ин-та, (2012), 13–20.
7. Герасимьяк Р.П., Лещев В.А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. Одесса. СМІЛ, (2008), 192.
8. Герасимьяк Р.П., Найденко О.В. Особенности керування електрприводом механізму вильоту стріли під час обертання крана з підвішеним вантажем. Електромашинобудування та електрообладнання. (2007). Вип. 68, 11–15.
9. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Mushtin D., Loveikin Y. Optimal control of simultaneous tower crane slewing and trolley movement. *Journal*

- of Theoretical and Applied Mechanics (Bulgaria). (2021). Vol. 51(4), 421–436.
10. Romasevych Y., Loveikin V. A novel multi-epoch particle swarm optimization technique. Bulgarian academy of sciences. Cybernetics and information technologies. (2018). Vol. 18(3), 62-74.
  11. Loveikin V., Romasevych Y., Kadykalo I., Liashko A. Optimization of the swinging mode of the boom crane upon a complex integral criterion. Journal of Theoretical and Applied Mechanics (Bulgaria). (2019). Vol. 49(3), 285–296.
  12. Найденко Е.В. Управление электроприводом механизмов горизонтального перемещения с подвешенным грузом. Электромашинобудування та електрообладнання. (2007). Вип. 69, 17–22.
  13. Romasevych Y., Loveikin V., Stekhno O. Closed-loop optimal control of a system Trolley – Payload. UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering. (2019), Vol. 81(2), 3–12.
  14. Menghua Z., Yongfeng Z., Bing J., Changhui M., Xingong C. Modeling and energy-based sway reduction control for tower crane systems with double-pendulum and spherical-pendulum effects. Measurement and Control. DOI: 10.1177/0020294019877492. (2020). Vol. 53(1-2). 141–150.
  15. Fasih SM., Mohamed Z., Husain AR., Ramli L., Abdullahi AM., Anjum W. Payload swing control of a tower crane using a neural network–based input shaper. Measurement and Control. DOI: 10.1177/0020294020920895. (2020). Vol. 53(7-8). 1171–1182.
  16. Gans R.F. Engineering Dynamics: From the Lagrangian to Simulation (Mechanical Engineering). 2013th Edition. Springer. (2013). 280 p.
  17. Cassel K.W. Variational methods with applications in science and engineering. Cambridge University Press. (2013). 432 p.
  18. Korn G.A., Korn T.M. Mathematical Handbook for Scientists and Engineers: Definitions, Theorems, and Formulas for Reference and Review. Courier Corporation. (2013). 1152 p.

## РОЗДІЛ 3

### СИНТЕЗ ТРАЄКТОРІЙ ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖУ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ СУМІСНОГО РУХУ МЕХАНІЗМІВ БАШТОВОГО КРАНУ

#### 3.1 Синтез траєкторій переміщення вантажу при сумісному русі механізмів

##### 3.1.1 Короткий огляд наукових праць за темою дослідження

Дослідники І. Гутьєррес і Х. Колладо [1] вивчали динаміку баштового крану, використовуючи додаткову відтяжку для уникнення зіткнень з перешкодами). Це дозволяє зменшити кількість помилок при переміщенні вантажу, що позитивно вплинуло на уникнення вантажем перешкод.

Хе Чен, Пен Ян та Яньлі Ген у науковій публікації [2] розробили траєкторії руху візка крана та підйому/опускання вантажу для уникнення перешкод. У результаті було запропоновано метод планування траєкторії для уникнення перешкод, який забезпечує швидке та точне позиціонування візка та усунення маятникових коливань вантажу.

Автори Акіра Іномата та Йошіюкі Нода в праці [3] оптимізували траєкторію руху вантажу для зменшення витрат енергії та мінімізації коливань візка. У результаті було запропоновано метод планування траєкторії для уникнення перешкод, який забезпечує швидке та точне позиціонування візка та усунення коливань вантажу.

Каната Мацусава, Йошіюкі Нода та Акіхіро Канешіге [4] запропонували метод планування траєкторії з поетапною оптимізацією, ураховуючи уникнення перешкод та маятникових коливань вантажу. В результаті отримано розв'язок задачі, який дозволяє зменшити витрати енергії та мінімізувати коливальну компоненту руху візка. Ютака Хірасава та Кацухіко Хаясакі [5] запропонували метод планування траєкторії для вантажного крану

з уникненням перешкод. Результати також показали, що запропонований метод може ефективно бути використаний для зменшення часу перебування крана в зоні ризику.

Хідеакі Котаке та Хіросі Янагава [6] запропонували метод планування траєкторії руху вантажного крана з уникненням перешкод. Використовуючи технології штучного інтелекту автори розробили оптимальне планування траєкторії та уникнення перешкод з високою точністю та ефективністю. Автори Хіросі Янагава, Томоя Като та Хідеакі Котаке [7] запропонували метод планування траєкторії з уникненням перешкод для вантажних кранів з використанням генетичних алгоритмів.

Аналіз наведених праць показав актуальність питання уникнення перешкод при використанні вантажопідйомних кранів. Особливо активно ці дослідження проводяться у азійських країнах, де відбувається активна забудова мегаполісів.

### **3.1.2 Розв’язання задачі синтезу траєкторії переміщення вантажу та сумісного руху механізмів баштового крана**

На першому етапі роботи було виконано постановку задачі. Задано вихідні дані для проведення розрахунків, якими є координати початку траєкторії  $x_0=13$  м,  $y_0=8$  м; координати перешкоди, яку необхідно оминати,  $x_{obs}=12$  м,  $y_{obs}=14$  м; координати кінця траєкторії  $x_{fin}=5$  м;  $y_{fin}=16$  м. Відлік системи координат розміщений у місці стоянки баштового крана.

Маючи координати відповідних точок з точки зору досягнення мінімальної довжини траєкторії доцільно траєкторію руху вантажу представити як дві прямолінійні ділянки, які описуються наступними функціями:

$$y_{firstpart} = y_{obs} + (y_0 - y_{obs}) \frac{x_{obs} - x}{x_{obs} - x_0} \quad (3.1)$$

$$y_{secondpart} = y_{fin} + (y_{obs} - y_{fin}) \cdot \frac{x_{fin} - x}{x_{fin} - x_{obs}} \quad (3.2)$$

Вище наведені координати дають змогу побудувати графік розміщення відповідних точок та траєкторію руху вантажу (рис. 3.1).

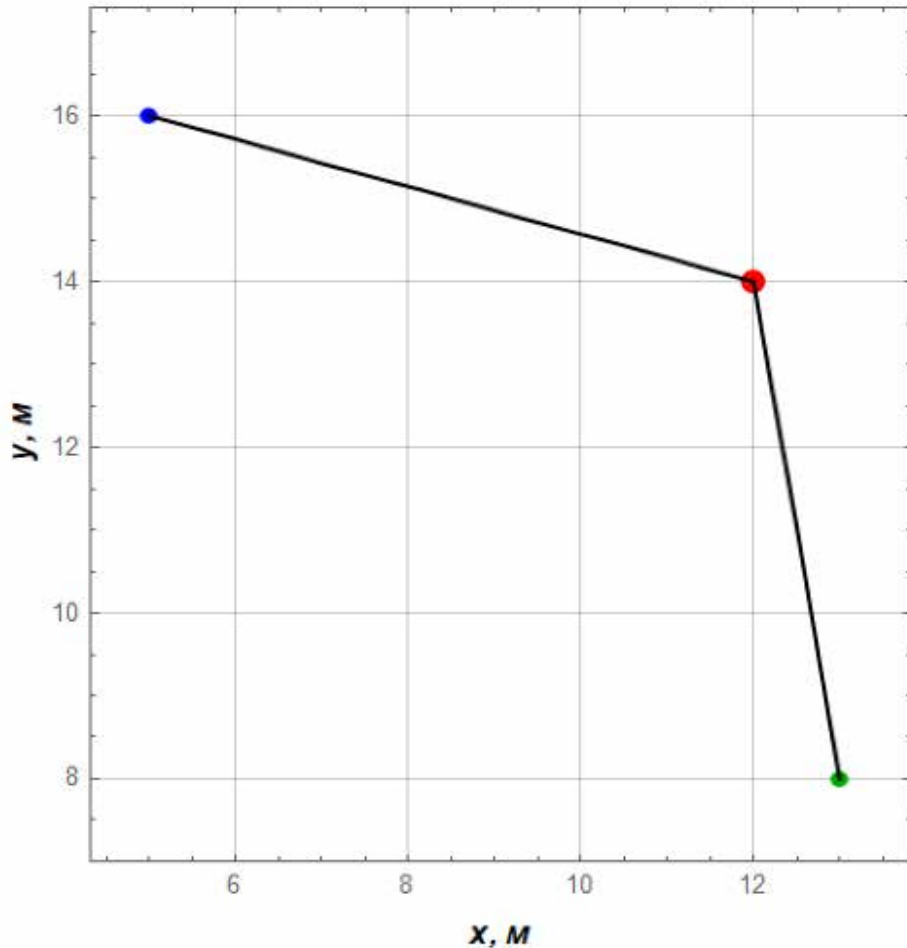


Рисунок 3.1 – Траєкторія руху вантажу у першому наближенні

Надалі проведено дискретизацію ділянок (1.1) та (1.2), яка передбачає перетворення функцій неперервних змінних у функції дискретних змінних, по яких вихідні неперервні функції можуть бути відновлені із заданою точністю. Роль дискретних відліків виконують, як правило, квантовані значення функцій у дискретній шкалі координат. В даному випадку поділ прямої ділянки руху крану виконувався із кроком 1 мм для забезпечення точності подальших розрахунків. Для дискретизації ділянок траєкторії руху вантажу (3.1) та (3.2) потрібно насамперед визначити довжини окремих ділянок:

- довжина першої ділянки:

$$L_1 = \sqrt{(x_{obs} - x_0)^2 + (y_{obs} - y_0)^2} = \sqrt{(12-13)^2 + (14-8)^2} = 6,083 \text{ м} \quad (3.3)$$

– довжина другої ділянки:

$$L_2 = \sqrt{(x_{fin} - x_{obs})^2 + (y_{fin} - y_{obs})^2} = \sqrt{(5-12)^2 + (16-14)^2} = 7,28 \text{ м} \quad (3.4)$$

Отже, для першої ділянки траєкторії кількість точок складає 6083, а для другої – 7280.

Швидкість руху вантажу по траєкторії, згідно умов задачі, становить  $v=0,2$  м/с, а крок дискретизації за часом  $\Delta t=0,1$  с обраний через можливість реалізації руху за допомогою частотних перетворювачів, що керуватимуть механізмами повороту крана та зміни вильоту вантажу. Таким чином, загальна тривалість руху по траєкторії визначається за формулою:

$$T_{заг} = \frac{L_{заг}}{v} = \frac{L_1 + L_2}{v} = \frac{13,363}{0,2} = 66,815 \text{ с} \quad (3.5)$$

де  $L_{заг}$  – загальна довжина траєкторії руху вантажу у першому наближенні. Можемо отримати кількість точок дискретизації  $u$  положення вантажу на траєкторії:

$$u = \frac{T_{заг}}{\Delta t} = \frac{66,815}{0,1} \approx 668 \quad (3.6)$$

Із використанням виразів (3.1) та (3.2) отримано координати точок на траєкторії руху вантажу. Їх можна представити у наступному вигляді:

$$P_i (x_i, y_i), \quad i \forall 0...u \quad (3.7)$$

Надалі проводимо розрахунок узгоджених положень візка (лінійна координата вздовж стріли) та стріли (кутова координата). Тобто переходимо від декартових координат (координати робочої зони крана) до полярних координат, які пов'язані із механізмами баштового крана (при цьому вважаємо, що початки координат обох систем співпадають) [8]:

$$r_i = \sqrt{x_i^2 + y_i^2} \quad (3.8)$$

$$\varphi_i = \arctg\left(\frac{x_i}{y_i}\right) \quad (3.9)$$

де  $r_i$  та  $\phi_i$  – дискретні координати положення візка на стрілі (відносно осі її обертання) та кутове положення стріли. У результаті отримано масиви положень візка і стріли. Для розрахунку дискретних значень швидкостей візка і повороту крана було використано поліноміальний фільтр Савицького-Голея [9]. Розраховані дискретні швидкості механізмів представлені на графіку (рис. 3.2).

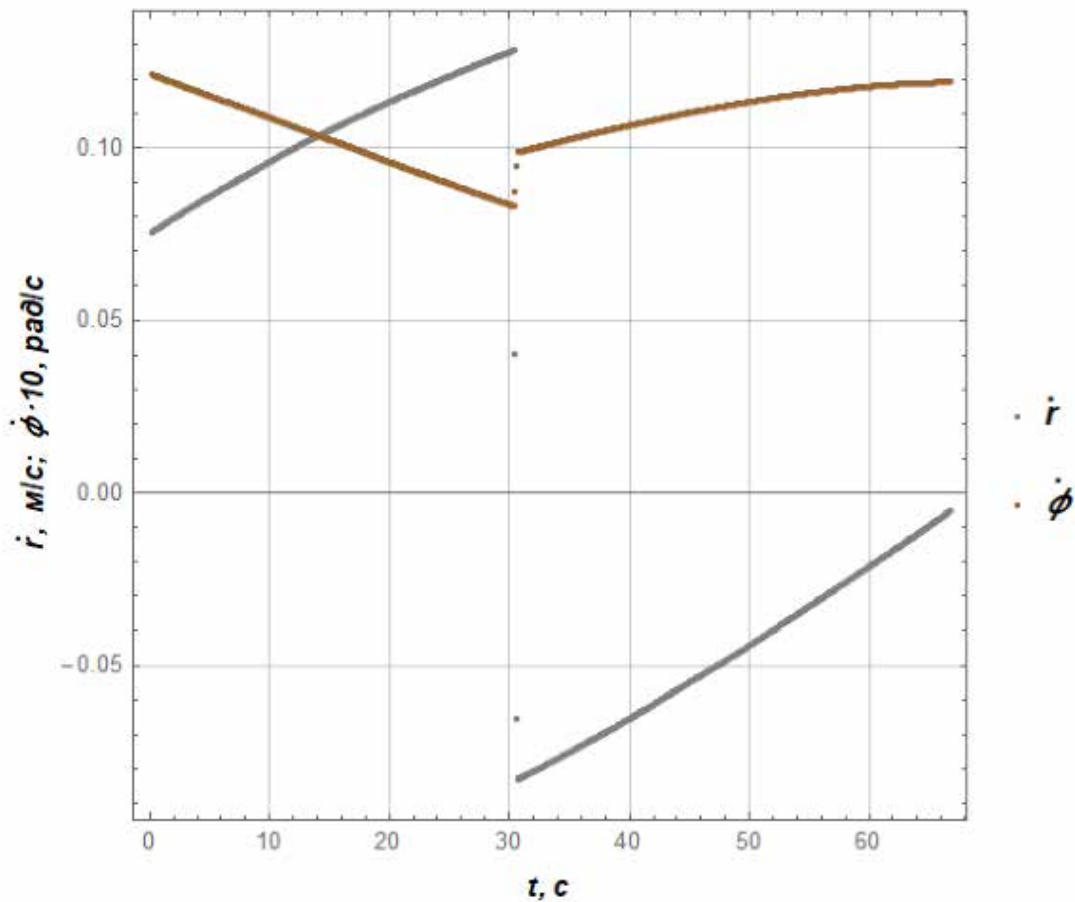


Рисунок 3.2 – Графічне зображення лінійної швидкості руху візка та кутової швидкості повороту стріли баштового крана

Розрахунки показали, що закони руху механізмів зміни вильоту вантажу та повороту крана неможливо реалізувати на практиці через розриви функцій швидкості, що фізично неможливо. Також спостерігається знакозмінний характер швидкості руху візка, що також не відповідає практичній реалізації. Отже, необхідно вирішувати проблему наявності розривів функцій швидкості

повороту крана та переміщення візка, а також суміщення окремих ділянок траєкторій у точці їх сполучення.

Крім того, при побудові законів руху механізмів зміни вильоту вантажу і повороту крану у першому наближенні було отримано дві прямі ділянки: перша відповідала руху вантажу до перешкоди, а друга – після неї. Ці дві ділянки з'єднуються під певним кутом, що говорить про неможливу реалізацію такого варіанту руху вантажу. Виходячи з цього постає завдання в заміні другої ділянки так, щоб вона спрягалася з першою плавно, що зробить можливим практичну реалізацію руху вантажу. Визначимо кут між двома прямолінійними ділянками. Для визначення кута потрібно дізнатися тангенс кута нахилу для першої та другої ділянки траєкторії. Визначення тангенсів кутів нахилу першої та другої ділянок здійснюється за допомогою формул:

– для першої ділянки руху вантажу:

$$k_1 = \frac{y_{obs} - y_0}{x_{obs} - x_0} \quad (3.10)$$

– для другої ділянки руху вантажу:

$$k_2 = \frac{y_{fin} - y_{obs}}{x_{fin} - x_{obs}} \quad (3.11)$$

Далі отримаємо кут між двома прямими:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{k_1 - k_2}{1 + k_1 \cdot k_2}\right). \quad (3.12)$$

Визначаємо тангенс кута нахилу ділянки сполучення, яка заміняє другу ділянку руху вантажу, та спрощуємо отриманий вираз:

$$tg(\tilde{\alpha}) = tg\left(\pi - \text{Arctg}\left(\frac{k_1 - k_2}{1 + k_1 \cdot k_2}\right)\right) = \frac{x_{obs}(y_0 - y_{fin}) + x_0(y_{fin} - y_{obs}) + x_{fin}(-y_0 + y_{obs})}{(x_0 - x_{obs})(x_{fin} - x_{obs}) + (y_0 - y_{obs})(y_{fin} - y_{obs})}. \quad (3.13)$$

Наступний крок полягає у визначенні закону, який буде описувати другу ділянку, яка буде плавно сполучатись із першою. Для цього розв'яжемо наступну крайову задачу:

$$\begin{cases} y_2(x) = 0; \\ y_2(0) = 0, \dot{y}_2(0) = \operatorname{tg}(\tilde{\alpha}), \ddot{y}_2(0) = 0; \\ y_2(L_2) = 0, \dot{y}_2(L_2) = 0, \ddot{y}_2(L_2) = 0, \end{cases} \quad (3.14)$$

де  $L_2$  – довжина другої ділянки у першому наближенні, тобто  $L_2 = \sqrt{(x_{fin} - x_{obs})^2 + (y_{fin} - y_{obs})^2}$ . Така крайова задача обрана саме через те, що вона забезпечує бажані умови руху на другій ділянці траєкторії, а саме вона дозволяє забезпечити плавне сполучення ділянок. Розв’язок крайової задачі (3.14) має наступний вигляд:

$$y_2 = \operatorname{tg}(\tilde{\alpha})x \left( 1 + \frac{x^2(-3x^2 + 8xL_2 - 6L_2^2)}{L_2^4} \right). \quad (3.15)$$

В результаті проведених розрахунків за формулами було виконано заміну другої прямолінійної ділянки на іншу уточнену ділянку, яка відповідає можливості практичної реалізації руху вантажу (рис. 3.3).

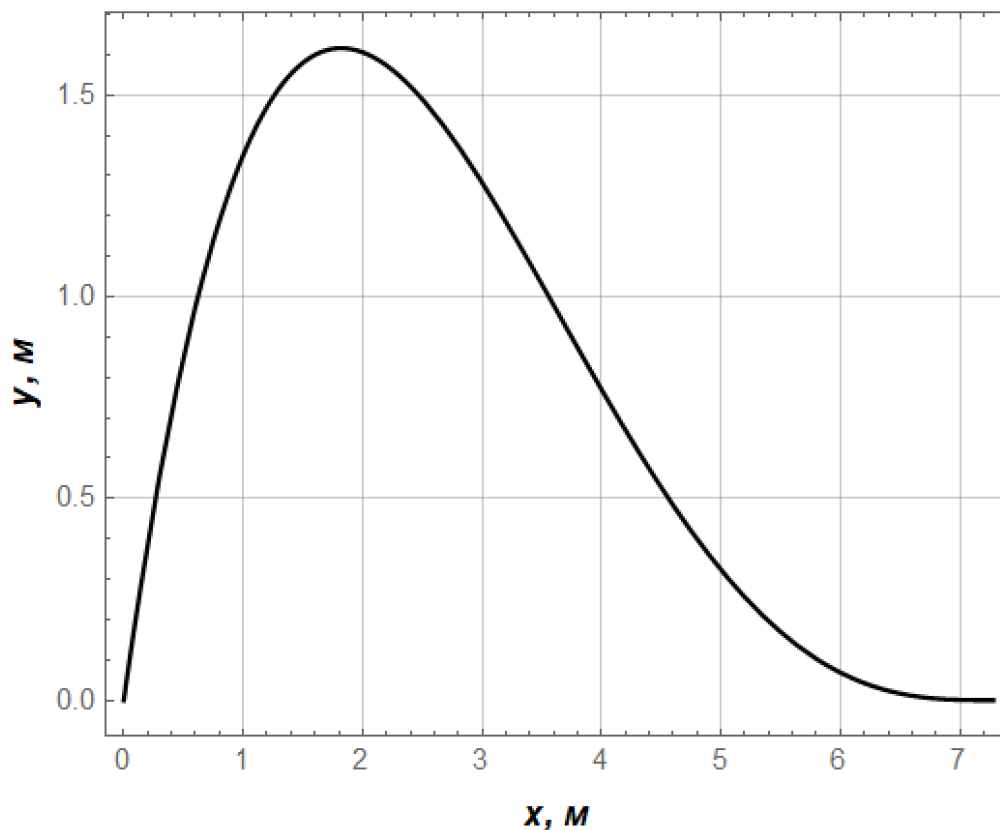


Рисунок 3.3 – Графічне зображення закону руху по другій уточненій ділянці

Після отриманої оновленої другої ділянки руху її слід поєднати з першою ділянкою. Для цього проводимо дискретизацію другої уточненої ділянки і після цього вектори, що описують координати дискретних значень (точок) траєкторії множимо на матрицю повороту. У результаті отримаємо ділянку повернуту на потрібний кут. Крім того, віднесемо кожен вектор дискретної ділянки у точку перешкоди  $(x_{obs}, y_{obs})$ :

$$\begin{bmatrix} x_{2.i.уточ} \\ y_{2.i.уточ} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{2.i} \\ y_{2.i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(\arctg(k_2)) & \sin(\arctg(k_2)) \\ -\sin(\arctg(k_2)) & \cos(\arctg(k_2)) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} x_{obs} \\ y_{obs} \end{bmatrix}, \quad (3.16)$$

де  $x_{2.i.уточ}$  та  $y_{2.i.уточ}$  – координати уточненої траєкторії, що повернута на кут  $\arctg(k_2)$  та віднесена у точку сполучення ділянок (розміщення перешкоди).

Графічне представлення отриманих результатів представлено на рис. 3.4.

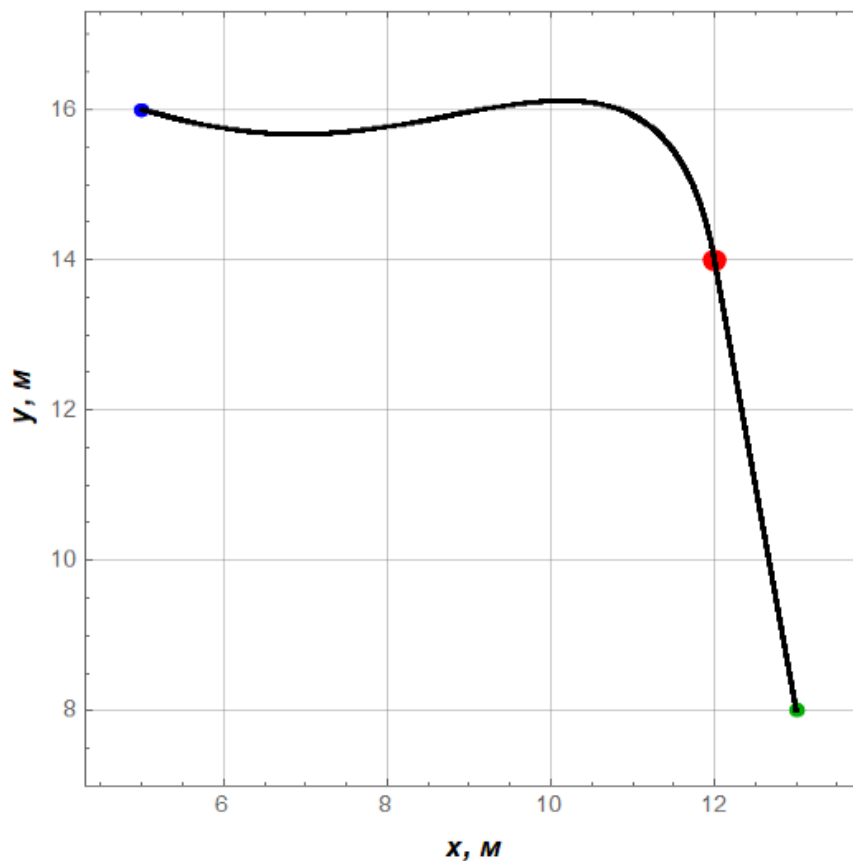


Рисунок 3.4 – Графічне зображення оновленої траєкторії руху вантажу

Наступним етапом є розрахунок законів керування механізмів повороту крана та переміщення візка. Для цього використовуємо загальні

характеристики руху вантажу по траєкторії. Виконаємо розрахунок довжини другої ділянки:

$$L_{2, \text{уточ}} = \int_0^{L_2} \sqrt{1 + (\dot{y}_2(x))^2} dx = 8,348 \text{ м.} \quad (3.17)$$

Ідеальна довжина траєкторії (ламана лінія із двох прямих) дорівнює 13,363 м. Реальна довжина траєкторії (перша і уточнена друга ділянки) становить 14,431 м, що на 7,99 % більше довжини ідеальної траєкторії.

Для забезпечення плавного переходу між ділянками використовують понижену швидкість руху  $v_{\min} = 0,5v = 0,1$  м/с. Крім того, необхідно забезпечити наявність перехідних процесів (оберемо, що кожен з них буде тривалістю 4 с). Загальна довжина траєкторій, яка буде пройдена на перехідних процесах, визначається таким чином:

$$L_{\text{неп}} = 2 \cdot \frac{v \cdot t_1}{2} + 2 \cdot \frac{(v + v_{\min}) \cdot t_1}{2} = 2 \cdot \frac{0,2 \cdot 4}{2} + 2 \cdot \frac{(0,2 + 0,1) \cdot 4}{2} = 2 \text{ м,} \quad (3.18)$$

де  $t_1$  – тривалість перехідного процесу ( $t_1 = 4$  с). Визначаємо загальну тривалість руху по траєкторії, при умові, що рух виконується зі змінною швидкістю:

$$T_{\text{заг}} = \frac{L_{\text{заг}} - L_{\text{неп}}}{v} + 4t_1 = \frac{14,431 - 2}{0,2} + 16 = 78,155 \text{ с} \quad (3.19)$$

Визначимо кількість точок дискретизації  $u$  положення вантажу на траєкторії:

$$u = \frac{T_{\text{заг}}}{\Delta t} = \frac{78,155}{0,1} = 781,55 \approx 782. \quad (3.20)$$

Визначимо також момент переходу з номінальної швидкості на проміжну:

$$t_2 = \frac{L_1 - \frac{v \cdot t_1}{2} - \frac{(v + v_{\min}) \cdot t_1}{2}}{v} + t_1 = \frac{6,083 - \frac{0,2 \cdot 4}{2} - \frac{(0,2 + 0,1) \cdot 4}{2}}{0,2} + 4 = 29,415 \text{ с} \quad (3.21)$$

Розрахуємо момент досягнення проміжної швидкості:

$$t_3 = t_2 + t_1 = 29,415 + 4 = 33,415 \text{ с} \quad (3.22)$$

Отримаємо момент закінчення розгону з проміжної швидкості до номінальної:

$$t_4 = t_3 + t_1 = 33,415 + 4 = 37,415 \text{ с} \quad (3.23)$$

Тепер визначимо момент початку гальмування з номінальної швидкості до зупинки:

$$t_5 = T_{заз} - t_1 = 78,155 - 4 = 74,155 \text{ с.} \quad (3.24)$$

Для того, щоб реалізувати змінний характер швидкості руху вантажу по новій траєкторії запишемо формулу зміни кроку переміщення вантажу між дискретними моментами часу:

$$\Delta s \approx \begin{cases} \frac{nt^2(-2t+3t_1)v\Delta t}{t_1^3}, t_1 \geq t \geq 0; \\ n \cdot v \cdot \Delta t, t_2 \geq t > t_1; \\ \frac{1}{(t_2-t_3)^3} n \left( -(t-t_3)^2(2t-3t_2+t_3)v + (t-t_2)^2(2t+t_2-3t_3)v_{\min} \right) \Delta t, t_3 \geq t > t_2; \\ \frac{1}{(t_3-t_4)^3} n \left( (t-t_3)^2(2t+3t-3t_4)v + (t-t_4)^2(2t-3t_3+t_4)v_{\min} \right) \Delta t, t_4 \geq t > t_3; \\ n \cdot v \cdot \Delta t, t_5 \geq t > t_4; \\ \frac{n(t-T)^2(2t+T-3t_5)v\Delta t}{(T-t_5)^3}, T \geq t > t_5, \end{cases} \quad (3.25)$$

де  $\Delta s$  – крок переміщення вантажу протягом часу  $\Delta t$ ;  $t_2$  – моменту переходу від номінальної швидкості на проміжну швидкість;  $t_3$  – момент досягнення проміжної швидкості;  $t_4$  – момент переходу від проміжної швидкості на номінальну швидкість;  $t_5$  – момент початку гальмування механізмів. Надалі розраховано дискретні швидкості механізмів [9] (рис. 3.5).

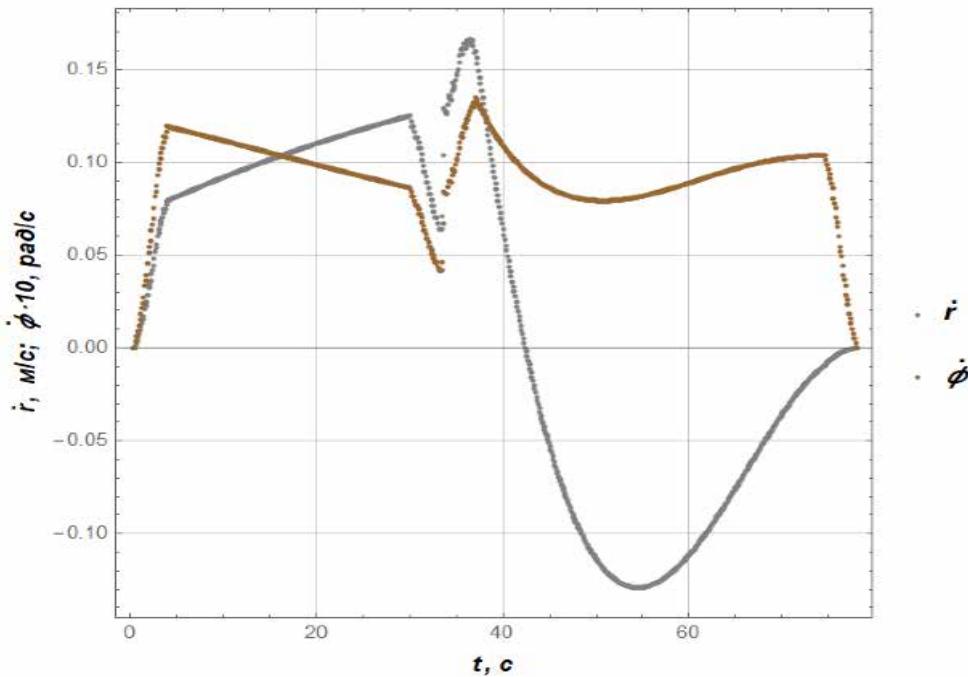


Рисунок 3.5 – Графічне зображення лінійної швидкості руху візка та кутової швидкості повороту стріли баштового крана при реалізації оновленої траєкторії руху вантажу

Для оцінки окремих характеристик руху механізмів наведемо табл. 3.1, де зібрані розраховані дані для окремих етапів (наближень) розрахунку законів руху механізмів.

Таблиця 3.1 – Характеристики руху механізмів для трьох окремих етапів розрахунку законів руху механізмів баштового крана

Показник	Наближення у розрахунку траєкторії руху вантажу		
	перше	друге	третє
<b>Механізм повороту крана</b>			
Перепад швидкості при розгоні, м/с	0,12	0,12	0,00
Перепад швидкості у точці сполучення, м/с	0,20	0,10	0,03
Перепад швидкості при гальмуванні, м/с	0,12	0,10	0,00
Знакозмінний характер швидкості механізму, так/ні	Ні	Ні	Ні
<b>Механізм переміщення візка</b>			
Перепад швидкості при розгоні, м/с	0,08	0,08	0,00
Перепад швидкості у точці сполучення, м/с	0,05	0,12	0,07
Перепад швидкості при гальмуванні, м/с	-0,08	0,00	0,00
Знакозмінний характер швидкості механізму, так/ні	Так	Ні	Ні

З табл. 3.1 видно, що з кожною новою ітерацією показники руху механізмів покращувалися. Перепад швидкості механізму повороту при розгоні зменшився з 0,12 м/с у першому наближенні до відсутності перепаду в третьому наближенні. Ситуація з перепадами швидкості при гальмуванні також покращилася, хоча в точці сполучення перепад у третьому наближенні зріс на 0,01 м/с порівняно з другим наближенням [10].

## **3.2 Оптимізація режиму руху мезанізму повороту баштового крану при усталеному підйомі вантажу за динамічним критерієм**

### **3.2.1 Короткий аналіз наукових публікацій за темою дослідження**

Для підвищення продуктивності баштових кранів в багатьох випадках суміщують роботу декількох механізмів. Поширеною є сумісна робота механізмів підйому та повороту крана. При такій роботі механізмів в їхніх елементах та конструкції крана зростають динамічні навантаження та інтенсифікуються коливання, що також впливає на продуктивність та надійність роботи крана. В роботі [11] встановлено вплив динамічних навантажень на продуктивність роботи вантажопідйомного крана. В статті [12] досліджено вплив розгойдування вантажу на гнучкому підвісі на динамічні навантаження, які виникають в елементах конструкції крана. Побудовано математичну модель динаміки спільного руху механізмів зміни вильоту, повороту та підйому вантажу, а також зроблено оцінку навантажень за розрахунковими схемами [12, 13]. В роботі [14] проведено динамічний аналіз одночасного руху механізмів зміни вильоту та повороту з урахуванням коливань вантажу на гнучкому підвісі. При сумісному пуску виникають коливання, які впливають на продуктивність та надійність крана. Тому є потреба у дослідженні динаміки руху баштових кранів при одночасній роботі механізмів підйому вантажу та повороту крана.

Для підвищення ефективності роботи кранових систем (швидкодії, точності позиціювання тощо) необхідно, щоб кутові коливання вантажу на гнучкому підвісі знаходились в допустимих межах [15]. Під час роботи баштового крану виникають коливання вантажу, які можуть бути спричинені коливаннями в механізмах підйому та переміщення вантажу. Все це сприяє неточному положенню вантажу і, як наслідок, неефективному його транспортуванню.

У дослідженнях [16-18, 21] проведено аналіз динамічних процесів у баштових кранах, а в роботах [19, 20, 22] досліджувались динамічні процеси в мостових кранах, зокрема, контейнерних перевантажувачах з врахуванням елементів керування рухом. В роботі [21] проведено динамічний аналіз баштового крану при роботі механізму повороту з використанням двомасової динамічної моделі. А в роботі [22] здійснено динамічне моделювання мостового крана на основі нелінійної динаміки. Для виведення рівняння динаміки руху розроблено математичну модель, яка включає нелінійний ефект подвійного маятника.

Для зменшення коливань вантажу на гнучкому підвісі в роботах [23-25, 28] розроблено методи керування, а в [26, 27] запропоновано контролер для керування рухом в баштовому крані. Зокрема, в роботі [23] досліджено питання коливань вантажу, яке вирішувалось шляхом побудови математичної моделі подвійної маятникової системи баштового крану, де враховано змінну довжину гнучкого підвісу. Математична модель складена на основі рівнянь Лагранжа другого роду. Після розв'язання математичної моделі запропоновано метод керування, що дозволяє зменшити час затухання коливань вантажу в кінцевій точці.

У статті [24] авторами для усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі розроблена математична модель баштового крана, в якій розглядається поворот стріли та переміщення вантажу. На основі складеної моделі представлено рівняння для прогнозування частот коливань при спільному русі механізмів системи. Для усунення коливань в конструкції баштового крану та коливань вантажу на гнучкому підвісі в роботі [25] дослідження були спрямовані на повну автоматизацію роботи баштових кранів з розробкою нелінійних алгоритмів керування. У цій статті запропоновано новий нелінійний підхід оптимального керування для динамічної моделі баштового крана з 4-ма ступенями вільності. Також на одному з етапів дослідження розроблено стабілізуючий  $H$ -infinity регулятор зворотного зв'язку.

Інший підхід до керування роботою баштового крану продемонстровано в статті [28]. Тут запропоновано зменшувати коливання вантажу за допомогою формування ефективних вхідних даних. Реалізація запропонованого методу здійснюється за допомогою штучної нейронної мережі. Запропонована методика може прогнозувати та оновлювати оптимальні параметри відповідно до довжини гнучкого підвісу вантажу.

В роботі [26] запропоновано конструкцію контролера, за допомогою якого пропонують гасити коливання вантажу і здійснювати керування рухом крана. В роботі запропонована динамічна модель, яка враховує тільки рух візка по стрілі, відповідно враховано вплив на коливання вантажу тільки від руху візка. Керування контролером запропоновано на основі проведення експериментальних досліджень. Автори розробили контролер керування роботою баштового крана на основі мережі ANFIS [27]. Даний контролер в баштових кранів дозволяє якнайшвидше переміщувати вантаж з однієї точки в іншу, при цьому забезпечуючи мінімальні коливання вантажу під час процесу транспортування та в кінцевому положенні. Для керування контролером розроблено математичну модель динаміки руху баштового крану, яка являє собою систему нелінійних рівнянь. Також в роботі проведено порівняння розробленого контролера з трьома іншими контролерами: звичайним контролером пропорційної похідної (PD), контролером PD з нечітким налаштуванням і нечітким контролером (a conventional proportional derivative (PD) controller, a fuzzy-tuned PD controller and a fuzzy controller).

У роботах [29-33] для зменшення коливань вантажу на гнучкому підвісі автори розв'язували ряд оптимізаційних задач. Для розв'язання даних задач використовували комплексний інтегральний критерій та метод рою часточок [29], а в роботах [30-33] оптимізаційні задачі динаміки руху баштових кранів розв'язано аналітичними методами. Тут в якості критеріїв оптимізації використані середньоквадратичні значення рушійних моментів швидкості та пришвидшення їхньої зміни в часі. Під час оптимальних режимів роботи

баштового крану досягається збільшення продуктивності крана, підвищення надійності його роботи та покращення енергоефективності.

### **3.2.2 Постановка задачі оптимізації режиму руху механізму повороту баштового крану при усталеному підйомі вантажу**

Баштовий кран з балочною стрілою при сумісній роботі механізмів повороту та підйому вантажу представлено дискретною динамічною моделлю (рис. 3.6), до складу якої входять зведені до осі повороту крана абсолютно тверді маси приводного механізму повороту з моментом інерції  $J_1$  та поворотної частини крана з поворотною колоною та стрілою з моментом інерції  $J_2$ , які з'єднані між собою пружним елементом з коефіцієнтом жорсткості  $C$ . На балочній стрілі в незмінному положенні на відстані  $a$  від осі повороту колони крана знаходиться візок масою  $m_2$ , до центру мас якого за допомогою гнучкого підвісу змінної довжини під'єднано вантаж масою  $m$ . В приводному механізмі повороту діє рушійний момент  $M$  та момент сил опору  $M_0$ , які зведені до осі повороту крана. В наведеній динамічній моделі механізму повороту при усталеному підйомі вантажу враховано основний рух приводних механізмів, пружні переміщення поворотного механізму і коливання вантажу на гнучкому підвісу в площині повороту крана. Отже, динамічна модель спільного руху механізму повороту і усталеному підйомі вантажу має чотири ступені вільності.

Причому узагальнена координата підйому вантажу, яка визначається довжиною гнучкого підвісу є відомою, оскільки змінюється з постійною швидкістю  $v$  і визначається наступною залежністю

$$l = l_0 + vt, \quad (3.26)$$

де  $l_0$  – початкова довжина гнучкого підвісу вантажу;  $t$  – час;  $v$  – стала швидкість підйому вантажу. В результаті чого необхідно визначити закони зміни трьох інших узагальнених координат.

За узагальнені координати представленої динамічної моделі одночасного руху механізму повороту і усталеному підйомі вантажу, використані кутові координати зведеної маси приводу механізму повороту  $\alpha$ , поворотної колони зі стрілою крану  $\varphi$  та повороту вантажу  $\psi$ .

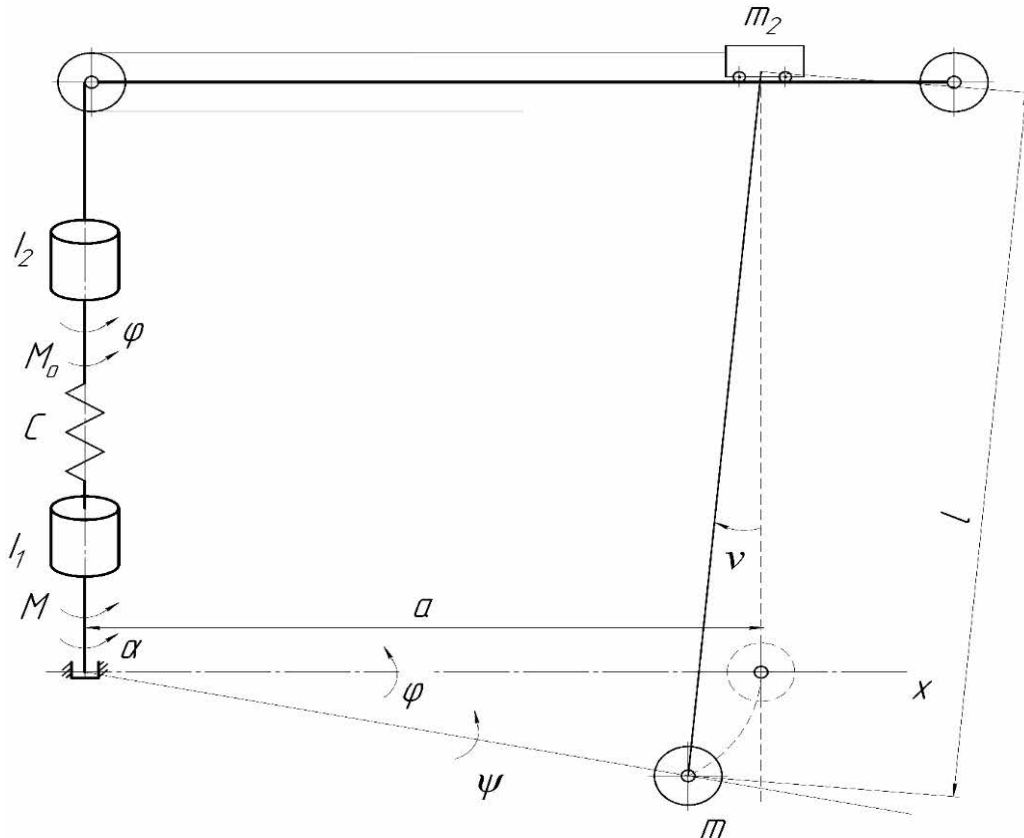


Рисунок 3.6 – Динамічна модель повороту баштового крану при усталеному підйомі вантажу

Кутова координата відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі залежить від положення візка на стрілі  $a$ , довжини гнучкого підвісу  $l$  та узагальнених координат  $\varphi$  та  $\psi$  і визначається за наступною формулою

$$v = \frac{a(\varphi - \psi)}{l_0 + vt}. \quad (3.27)$$

При побудові математичної моделі сумісного руху механізму повороту при усталеному підйомі вантажу, представлених динамічною моделлю на рис. 3.6, використано рівняння Лагранжа другого роду, які дають наступну систему диференціальних рівнянь руху:

$$J_1 \ddot{\alpha} = M - C(\alpha - \varphi);$$

$$(J_2 + m_2 a^2) \ddot{\varphi} = -M_0 + C(\alpha - \varphi) - m a^2 \frac{g}{l_0 + vt} (\varphi - \psi); \quad (3.28)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{g}{l_0 + vt} (\varphi - \psi),$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння.

В процесі пуску механізму повороту при усталеному підйомі вантажу в елементах конструкції поворотного механізму та приводу виникають підвищені динамічні навантаження, які приводять до коливань елементів конструкції крана та розгойдування вантажу на гнучкому підвісі, що знижує надійність роботи крана, зростають енергетичні витрати та погіршується робота обслуговуючого персоналу та кранівника. Коливання елементів конструкції баштового крана в значній мірі залежать від характеру зміни рушійних моментів приводних механізмів. Оскільки в даній роботі розглядається процес пуску механізму повороту крана при усталеному русі механізму підйому вантажу, тому змінним буде лише рушійний момент приводу механізму повороту. В зв'язку з чим є потреба в оптимізації режиму пуску приводного механізму повороту крана, який би до мінімуму зводив дію коливальних навантажень протягом процесу пуску.

Динамічні навантаження коливального характеру, в значній мірі, залежать від характеру зміни рушійного моменту приводного механізму, тому за критерій оптимізації процесу пуску механізму повороту при усталеному підйомі вантажу виберемо середньоквадратичне за час пуску значення пришвидшення зміни в часі рушійного моменту, яке визначається наступним чином

$$\ddot{M}_{ck} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \ddot{M}^2 dt \right]^{1/2} \rightarrow \min. \quad (3.29)$$

Тут  $\ddot{M} = \frac{d^2 M}{dt^2}$  – пришвидшення зміни в часі рушійного моменту механізму повороту крана при усталеному підйомі вантажу.

Критерій (3.29) представляє собою інтегральний функціонал, який необхідно мінімізувати, оскільки при зменшенні пришвидшення в часі зміни рушійного моменту мінімізуються коливання ланок механізму повороту крана

при усталеному підйомі вантажу. В процесі пуску механізму повороту необхідно задовільнити такі крайові умови руху:

$$t = 0: \alpha = \frac{M_0}{C}, \dot{\alpha} = 0, \varphi = 0, \dot{\varphi} = 0, \psi = 0, \dot{\psi} = 0; \quad (3.30)$$

$$t = t_1: \alpha = \frac{M_0}{C} + \frac{\omega t_1}{2}, \dot{\alpha} = \omega, \quad \varphi = \frac{\omega t_1}{2}, \dot{\varphi} = \omega, \quad \psi = \frac{\omega t_1}{2}, \dot{\psi} = \omega$$

при обмеженнях на рушійний момент  $M$ , швидкість його зміни в часі  $\dot{M}$  та потужність  $P$  приводу:

$$M_{\min} \leq M \leq M_{\max}; \quad (3.31)$$

$$\dot{M}_{\min} \leq \dot{M} \leq \dot{M}_{\max}; \quad (3.32)$$

$$P_{\min} \leq P \leq P_{\max}, \quad (3.33)$$

де  $\omega$  – усталена кутова швидкість поворотної частини крана;  $M_{\min}$  та  $M_{\max}$  – мінімально та максимально допустимі значення рушійного моменту приводу механізму повороту;  $\dot{M}_{\min}$  та  $\dot{M}_{\max}$  – мінімально та максимально допустимі значення швидкості зміни в часі рушійного моменту приводу механізму повороту;  $P_{\min}$  та  $P_{\max}$  – мінімально та максимально допустимі значення потужності приводу механізму повороту.

### 3.2.3 Розв’язок задачі оптимізації режиму руху механізму повороту баштового крану при усталеному підйомі вантажу

В оптимізаційній задачі (3.29),..., (3.33) необхідно визначити режим пуску механізму повороту, який мінімізує критерій (3.29), забезпечує крайові умови (3.30) та обмеження (3.31) - (3.33). При цьому функціонал (3.29) представимо у вигляді функціональної залежності від узагальненої координати повороту вантажу  $\psi$  та її похідних за часом. Для цього виразимо узагальнені координати  $\varphi$  та  $\alpha$  через узагальнену координату повороту вантажу  $\psi$  та її похідні за часом.

З останнього рівняння системи (3.28) виразимо залежність кутової координати поворотної частини крана

$$\varphi = \psi + \frac{l_0+vt}{g} \ddot{\psi}. \quad (3.34)$$

Взявши похідні за часом від виразу (3.34), включно до четвертого порядку, будемо мати:

$$\dot{\varphi} = \dot{\psi} + \frac{v}{g} \ddot{\psi} + \frac{l_0+vt}{g} \dddot{\psi}; \quad (3.35)$$

$$\ddot{\varphi} = \ddot{\psi} + 2\frac{v}{g} \dddot{\psi} + \frac{l_0+vt}{g} \psi^{IV}; \quad (3.36)$$

$$\dddot{\varphi} = \dddot{\psi} + 3\frac{v}{g} \psi^{IV} + \frac{l_0+vt}{g} \psi^V; \quad (3.37)$$

$$\varphi^{IV} = \psi^{IV} + 4\frac{v}{g} \psi^V + \frac{l_0+vt}{g} \psi^{VI}. \quad (3.38)$$

З другого рівняння з урахуванням третього визначимо останній член правої частини першого рівняння системи (3.28), після чого отримаємо

$$C(\alpha - \varphi) = (J_2 + m_2 a^2) \ddot{\varphi} + m a^2 \ddot{\psi} + M_0. \quad (3.39)$$

Після підстановки в залежність (3.39) виразу (3.36) будемо мати

$$C(\alpha - \varphi) = (J_2 + m_2 a^2) \left[ \ddot{\psi} + 2\frac{v}{g} \dddot{\psi} + \frac{l_0+vt}{g} \psi^{IV} \right] + m a^2 \ddot{\psi} + M_0. \quad (3.40)$$

З рівняння (3.40) виразимо кутову координату приводу механізму повороту, зведену до осі повороту крана

$$\alpha = \psi + \left[ \frac{l_0+vt}{g} + \frac{J_2+(m+m_2)a^2}{c} \right] \ddot{\psi} + \frac{J_2+m_2 a^2}{c} \left[ 2\frac{v}{g} \dddot{\psi} + \frac{l_0+vt}{g} \psi^{IV} \right] + \frac{M_0}{c}. \quad (3.41)$$

Взявши похідні за часом від виразу (3.41) включно до четвертого порядку, отримаємо:

$$\dot{\alpha} = \dot{\psi} + \frac{v}{g} \ddot{\psi} + \left[ \frac{l_0+vt}{g} + \frac{J_2+(m+m_2)a^2}{c} \right] \dddot{\psi} + \frac{J_2+m_2 a^2}{c} \left[ 3\frac{v}{g} \psi^{IV} + \frac{l_0+vt}{g} \psi^V \right]; \quad (3.42)$$

$$\ddot{\alpha} = \ddot{\psi} + 2\frac{v}{g} \dddot{\psi} + \left[ \frac{l_0+vt}{g} + \frac{J_2+(m+m_2)a^2}{c} \right] \psi^{IV} + \frac{J_2+m_2 a^2}{c} \left[ 4\frac{v}{g} \psi^V + \frac{l_0+vt}{g} \psi^{VI} \right]; \quad (3.43)$$

$$\dddot{\alpha} = \dddot{\psi} + 3\frac{v}{g} \psi^{IV} + \left[ \frac{l_0+vt}{g} + \frac{J_2+(m+m_2)a^2}{c} \right] \psi^V + \frac{J_2+m_2 a^2}{c} \left[ 5\frac{v}{g} \psi^{VI} + \frac{l_0+vt}{g} \psi^{VII} \right]; \quad (3.44)$$

$$\alpha^{IV} = \psi^{IV} + 4\frac{v}{g} \psi^V + \left[ \frac{l_0+vt}{g} + \frac{J_2+(m+m_2)a^2}{c} \right] \psi^{VI} + \frac{J_2+m_2 a^2}{c} \left[ 6\frac{v}{g} \psi^{VII} + \frac{l_0+vt}{g} \psi^{VIII} \right]. \quad (3.45)$$

З першого рівняння системи (3.28) виразимо рушійний момент приводу механізму повороту

$$M = J_1 \ddot{\alpha} + C(\alpha - \varphi). \quad (3.46)$$

Взявши першу та другу похідні за часом від виразу (3.46), отримаємо відповідно швидкість та пришвидшення зміни в часі рушійного моменту приводу механізму повороту:

$$\dot{M} = J_1 \ddot{\alpha} + C(\dot{\alpha} - \dot{\varphi}); \quad (3.47)$$

$$\ddot{M} = J_1 \alpha^{IV} + C(\ddot{\alpha} - \ddot{\varphi}). \quad (3.48)$$

Після підстановки виразів (3.34)-(3.45) в залежності (3.46)-(3.48) отримаємо функції відповідно рушійного моменту, швидкості та пришвидшення його зміни в часі:

$$M = M_0 + [J_1 + J_2 + (m_2 + m)a^2]\ddot{\psi} + 2(J_1 + J_2 + m_2 a^2) \frac{v}{g} \ddot{\psi} + \left\{ J_1 \frac{J_2 + (m + m_2)a^2}{c} + (J_1 + J_2 + m_2 a^2) \frac{l_0 + vt}{g} \right\} \psi^{IV} + \frac{J_2 + m_2 a^2}{c} \left[ 4 \frac{v}{g} \psi^V + \frac{l_0 + vt}{g} \psi^{VI} \right]; \quad (3.49)$$

$$\dot{M} = [J_1 + J_2 + (m_2 + m)a^2]\ddot{\psi} + 3(J_1 + J_2 + m_2 a^2) \frac{v}{g} \psi^{IV} + \left\{ J_1 \frac{J_2 + (m + m_2)a^2}{c} + (J_1 + J_2 + m_2 a^2) \frac{l_0 + vt}{g} \right\} \psi^V + \frac{J_2 + m_2 a^2}{c} \left[ 5 \frac{v}{g} \psi^{VI} + \frac{l_0 + vt}{g} \psi^{VII} \right]; \quad (3.50)$$

$$\ddot{M} = [J_1 + J_2 + (m_2 + m)a^2]\psi^{IV} + 4(J_1 + J_2 + m_2 a^2) \frac{v}{g} \psi^V + \left\{ J_1 \frac{J_2 + (m + m_2)a^2}{c} + (J_1 + J_2 + m_2 a^2) \frac{l_0 + vt}{g} \right\} \psi^{VI} + \frac{J_2 + m_2 a^2}{c} \left[ 6 \frac{v}{g} \psi^{VII} + \frac{l_0 + vt}{g} \psi^{VIII} \right]. \quad (3.51)$$

Для врахування обмежень (3.31)-(3.33) в поставленій оптимізаційній задачі (3.29)-(3.33) введемо узагальнений критерій:

$$Cr = \ddot{M}_{ck} + I_{M_{min}} + I_{M_{max}} + I_{\dot{M}_{min}} + I_{\dot{M}_{max}} + I_{P_{min}} + I_{P_{max}} \rightarrow \min, \quad (3.52)$$

де складові узагальненого критерію (3.52) визначаються наступними співвідношеннями:

$$I_{M_{min}} = \left\{ \begin{array}{l} 0, \text{ якщо } \min(M) \geq M_{min}; \\ \min(M) \delta_M, \text{ якщо } \min(M) < M_{min}; \end{array} \right\}; \quad (3.53)$$

$$I_{M_{max}} = \left\{ \begin{array}{l} 0, \text{ якщо } \max(M) \geq M_{max}; \\ \max(M) \delta_M, \text{ якщо } \max(M) < M_{max}; \end{array} \right\}; \quad (3.54)$$

$$I_{\dot{M}_{min}} = \left\{ \begin{array}{l} 0, \text{ якщо } \min(\dot{M}) \geq \dot{M}_{min}; \\ \min(\dot{M}) \delta_{\dot{M}}, \text{ якщо } \min(\dot{M}) < \dot{M}_{min}; \end{array} \right\}; \quad (3.55)$$

$$I_{\dot{M}_{max}} = \left\{ \begin{array}{l} 0, \text{ якщо } \max(\dot{M}) \geq \dot{M}_{max}; \\ \max(\dot{M}) \delta_{\dot{M}}, \text{ якщо } \max(\dot{M}) < \dot{M}_{max}; \end{array} \right\}; \quad (3.56)$$

$$I_{P_{min}} = \left\{ \begin{array}{l} 0, \text{ якщо } \min(P) \geq P_{min}; \\ \min(P) \delta_P, \text{ якщо } \min(P) < P_{min}; \end{array} \right\}; \quad (3.57)$$

$$I_{P_{max}} = \left\{ \begin{array}{l} 0, \text{ якщо } \max(P) \geq P_{max}; \\ \max(P) \delta_P, \text{ якщо } \max(P) < P_{max}; \end{array} \right\}. \quad (3.58)$$

Тут  $I_{M_{min}}$  та  $I_{M_{max}}$  – штрафні компоненти узагальненого критерію (3.52), що відповідають за виконання відповідно першої та другої нерівності обмежень (3.31);  $I_{\dot{M}_{min}}$  та  $I_{\dot{M}_{max}}$  – штрафні компоненти узагальненого критерію (3.52), які відповідають за виконання відповідно першої та другої нерівності обмежень (3.32); та  $I_{P_{max}}$  – штрафні компоненти узагальненого критерію (3.52), які відповідають за виконання відповідно першої та другої нерівності обмежень (3.33);  $\delta_M$ ,  $\delta_{\dot{M}}$  та  $\delta_P$  – відповідно вагові коефіцієнти, що встановлюють величину штрафів за невиконання обмежень (3.31)-(3.33). В даному дослідженні прийняті наступні значення вагових коефіцієнтів  $\delta_M=10^{12}$ ,  $\delta_{\dot{M}} = 10^{10}$ , та  $\delta_P=10^8$ .

Зведемо крайові умови (3.30) до узагальненої координати повороту вантажу та її похідних за часом, в результаті чого будемо мати:

$$\begin{aligned} t = 0: \quad & \psi = 0, \quad \dot{\psi} = 0, \quad \ddot{\psi} = 0, \quad \dddot{\psi} = 0, \quad \psi^{IV} = 0, \quad \psi^V = 0; \\ t = t_1: \quad & \psi = \frac{\omega t_1}{2}, \quad \dot{\psi} = \omega, \quad \ddot{\psi} = 0, \quad \dddot{\psi} = 0, \quad \psi^{IV} = 0, \quad \psi^V = 0. \end{aligned} \quad (3.59)$$

Критерій (3.29) разом із обмеженнями (3.31),..., (3.33), виразами (3.41),..., (3.58) та крайовими умовами (3.59) представляють оптимізаційну задачу, в якій необхідно визначити режим зміни кутової координати повороту вантажу  $\psi(t)$ , що мінімізує критерій (3.52) при обмеженнях (3.53),..., (3.58) і крайових умовах (3.59).

Оскільки поставлена оптимізаційна задача є нелінійною і не вдається розв'язати її аналітично, тому для її розв'язування застосуємо наближений

метод. Суть якого полягає в тому, що при розв'язуванні оптимізаційної задачі невідому функцію  $\psi(t)$  представимо у вигляді суми двох доданків

$$\psi(t) = \psi_1(t) + \psi_2(t). \quad (3.60)$$

В залежності (3.60) доданок  $\psi_1(t)$  являє собою поліном, що задовольняє крайові умови (3.59) руху механізму повороту в процесі пуску, а доданок  $\psi_2(t)$  – це поліном, в який входять вільні коефіцієнти, за допомогою яких досягається мінімум критерію (3.52) з умовами (3.53),..., (3.58) та забезпечуються нульові крайові умови:

$$\begin{aligned} \psi_2(0) = \dot{\psi}_2(0) = \ddot{\psi}_2(0) = \ddot{\psi}_2(0) = \psi_2^{IV}(0) = \psi_2^V(0) = 0; \\ \psi_2(t_1) = \dot{\psi}_2(t_1) = \ddot{\psi}_2(t_1) = \ddot{\psi}_2(t_1) = \psi_2^{IV}(t_1) = \psi_2^V(t_1) = 0. \end{aligned} \quad (3.61)$$

Перший доданок функції (3.50)  $\psi_1(t)$  виразимо поліномом одинадцятого порядку, який забезпечує крайові умови (3.59) і представляється наступною залежністю

$$\psi_1(t) = \sum_{k=0}^{11} C_k t^k. \quad (3.62)$$

Оскільки в крайових умовах (3.59) похідні за часом від функції повороту вантажу  $\psi(t)$  входять до п'ятого порядку включно, тому візьмемо їх від функції (3.62). Тут  $C_0, C_1, \dots, C_{11}$  – постійні, які визначаються з крайових умов руху механізму повороту (3.59) та залежності (3.62) і її похідних за часом.

В результаті підстановки у залежності (3.62) та її похідних за часом включно до п'ятого порядку крайових умов (3.59), отримаємо систему лінійних алгебраїчних рівнянь, з розв'язку якої знаходимо постійні коефіцієнти  $C_0, C_1, \dots, C_{11}$ . Після підстановки цих коефіцієнтів в залежність (3.62), знайдемо функцію  $\psi_1(t)$ , яка забезпечує крайові умови (3.59) в поставленій оптимізаційній задачі. Для задоволення крайових умов (3.61) і приведення вільних коефіцієнтів до одного порядку поліном  $\psi_2(t)$  у виразі (3.60) представимо у такому виді:

$$\psi_2(t) = \left(\frac{t}{t_1}\right)^6 \left(\frac{t_1-t}{t_1}\right)^6 \sum_{k=0}^n D_k \left(\frac{t}{t_1}\right)^k \frac{\omega t_1}{2}, \quad 0 \leq t \leq t_1, \quad (3.63)$$

де  $D_0, D_1, \dots, D_n$  – незалежні коефіцієнти, що мають можливість змінювати величину критерію оптимізації (3.29);  $\left(\frac{t}{t_1}\right)^6 \left(\frac{t_1-t}{t_1}\right)^6$  - множник, який забезпечує

нульові крайові умови (3.61) при довільних коефіцієнтах  $D_0, D_1, \dots, D_n$ . Так як коефіцієнти  $D_0, D_1, \dots, D_n$  набувають довільних значень, тому можуть мінімізувати критерій (3.29).

Після підстановки залежностей (3.62) та (3.63), з урахуванням крайових умов (3.59), у вираз (3.60), знайдемо функцію узагальненої координати  $\psi(t)$ , в яку входять довільні коефіцієнти  $D_0, D_1, \dots, D_n$ .

За залежністю  $\psi(t)$  та виразами (3.34) і (3.41), визначимо функції кутових координат повороту приводного механізму та поворотної частини (колони) крана  $\alpha(t)$  і  $\varphi(t)$ , які також залежать від вільних коефіцієнтів  $D_0, D_1, \dots, D_n$ . Після інтегрування критерій (3.29) також залежить від коефіцієнтів  $D_0, D_1, \dots, D_n$ . Отже, наближений розв'язок оптимізаційної задачі (3.29), ..., (3.33) зводиться до знаходження мінімуму критерію оптимізації, який є функцією вільних коефіцієнтів  $D_0, D_1, \dots, D_n$ . Надалі виникає задача вибору вільних коефіцієнтів, які забезпечують мінімізацію критерію оптимізації (3.52). Для вирішення поставленої оптимізаційної задачі застосуємо метаевристичний метод VCP-PSO.

Для подальшого розв'язування оптимізаційної задачі узагальнений критерій (3.52) з урахуванням виразів (3.29) та (3.53), ..., (3.58) представимо функцією від шести вільних коефіцієнтів. Аналіз попередніх досліджень показав, що при шести вільних коефіцієнтах забезпечується достатньо висока точність розрахунків, тому критерій (3.53) представляється в такому вигляді

$$C_r = C_r(D_0, D_1, \dots, D_5). \quad (3.64)$$

Розрахунки оптимального режиму пуску механізму повороту баштового крану при усталеному підйомі вантажу за критерієм середньоквадратичного значення пришвидшення зміни в часі рушійного моменту (3.29) при обмеженнях на рушійний момент (3.31) та швидкість його зміни в часі (3.32), а також на потужність (3.33) приводу при забезпечені крайових умов (3.59) виконаємо при таких значеннях параметрів стрілової системи баштового крану:  $m = 5000$  кг,  $m_2 = 300$  кг,  $J_1 = 5,51 \cdot 10^5$  кг·м<sup>2</sup>,  $J_2 = 4,92 \cdot 10^6$  кг·м<sup>2</sup>,  $M_0 = 39890$  Нм,  $C = 6,63 \cdot 10^6$  Нм/рад,  $a = 20$  м,  $v = 0,5$  м/с,  $\omega = 0,075$  рад/с,  $l_0 = 10$  м,  $t_1 = 5,0$

$$c, \quad g = 9,81 \text{ м/с}^2, \quad M_{min} = 0, \quad M_{max} = 260000 \text{ Нм}, \quad \dot{M}_{min} = -450000 \frac{\text{Нм}}{\text{с}}, \\ \dot{M}_{max} = 450000 \frac{\text{Нм}}{\text{с}}, \quad P_{min} = 0, \quad P_{max} = 14000 \text{ Вт}.$$

### 3.2.4 Аналіз отриманого розв'язку оптимізаційної задачі

В результаті розв'язування оптимізаційної задачі (3.29),..., (3.33) знайдені наступні значення вільних коефіцієнтів:  $D_0 = 21.299, D_1 = 49.553, D_2 = 67.956, D_3 = 7.077, D_4 = -61.196, D_5 = 66.234$ , які доставляють мінімальне значення критерію (3.29) при забезпеченні крайових умов (3.30) та обмежень (3.31),..., (3.33).

Крім того, за аналогічною методикою розв'язані оптимізаційні задачі режиму пуску механізму повороту при усталеному підйомі вантажу за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту приводу (3.29) при обмеженнях (3.31) та (3.33) та за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни в часі рушійного моменту приводу (3.50) при обмеженнях (3.31) - (3.33). При цьому забезпечуються крайові умови руху (3.30) на початку і в кінці процесу пуску.

На базі отриманого розв'язку оптимізаційних задач за трьома критеріями процесу пуску механізму повороту баштового крану при усталеному підйомі вантажу побудовані графічні залежності кінематичних (рис. 3.7-3.9), силових (рис. 3.10-3.12) та енергетичних (рис. 3.13, 3.14) характеристик стрілової системи.

На рис. 3.7- 3.14 наведені графічні залежності характеристик, отриманих в результаті мінімізації середньоквадратичних значень рушійного моменту при обмеженнях (3.31), (3.33) (залежності позначені суцільною лінією сірого кольору), швидкості зміни в часі рушійного моменту при обмеженнях (3.31)-(3.33) (залежності позначені суцільною лінією чорного кольору) та пришвидшення зміни в часі рушійного моменту при обмеженнях (3.31)-(3.33) (залежності позначені пунктирною лінією).

На рис. 3.15 представлено залежність збіжності до мінімуму критерію середньоквадратичного значення пришвидшення зміни в часі рушійного моменту при обмеженнях на рушійний момент, швидкість його зміни в часі та потужність приводу механізму повороту (3.52), який представлено на логарифмічній шкалі.

Проаналізуємо залежності кінематичних характеристик ланок механізму повороту крана при усталеному підйомі вантажу.

З рис. 3.7, а можна бачити, що кутова швидкість приводу механізму повороту, отримана за трьома критеріями оптимізації змінюється в коливальному режимі.

Амплітудні значення цих коливань приймають найбільші значення (залежність сірого кольору) при використанні критерію середньоквадратичного значення рушійного моменту приводу механізму повороту, а найменші значення (пунктирна лінія) при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення пришвидшення зміни в часі рушійного моменту. Дійсно, це підтверджується значеннями локальних екстремумів функцій кутових швидкостей приводу механізму повороту та їхньою кількістю, отриманих за критеріями середньоквадратичних значень рушійного моменту, швидкості та пришвидшення його зміни в часі.

З наведених графічних залежностей можна зробити висновок, що оптимізація режиму пуску за критерієм середньоквадратичного значення пришвидшення зміни в часі рушійного моменту не усуває коливань швидкості приводного механізму, але суттєво зменшує амплітудні значення.

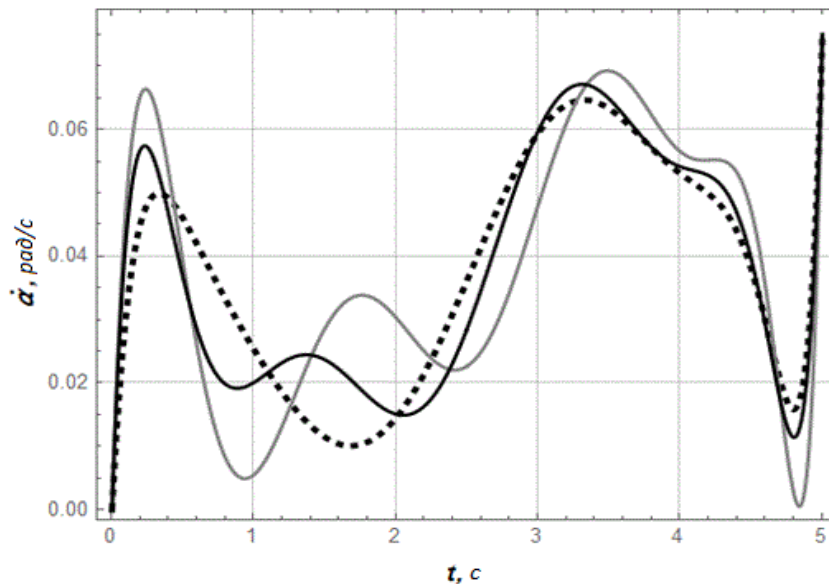
З графічних залежностей кутової швидкості поворотної колони крана (рис. 3.7, б), отриманих за трьома критеріями оптимізації, видно, що маємо майже однакові результати (мають місце незначні коливання швидкості в середині ділянки пуску динамічної системи).

При цьому найменші значення амплітуди цих коливань (залежність сірого кольору) спостерігаються при використанні критерію середньоквадратичного значення рушійного моменту, а найбільші - при

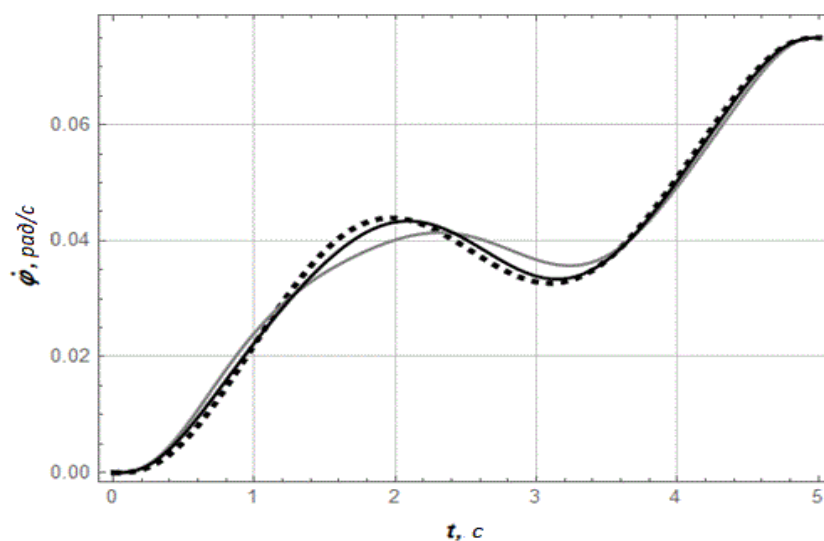
критерії середньоквадратичного значення пришвидшення зміни в часі рушійного моменту приводу механізму повороту.

Аналіз рис. 3.7, в показує, що оптимізація режиму пуску механізму повороту за трьома критеріями приводить до однакових законів зміни кутової швидкості повороту вантажу (залежності сірого та чорного кольорів, а також з пунктирною лінією співпадають).

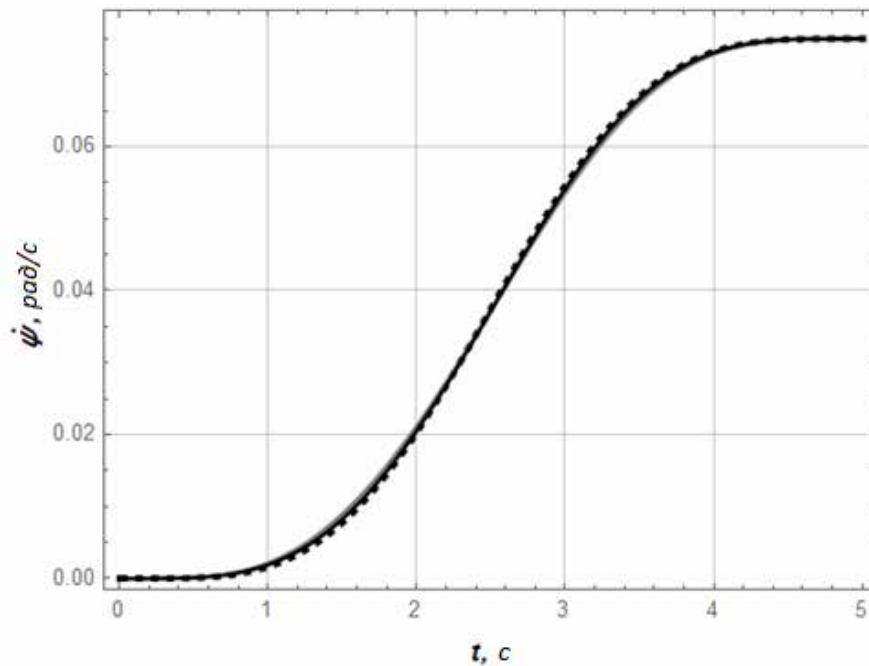
З отриманих залежностей видно, що швидкість повороту вантажу на ділянці пуску змінюється плавно без коливань, а в кінці пуску досягає усталеного значення і в подальшому на ділянці усталеного руху переміщення здійснюється з постійною швидкістю без коливань.



а)



б)



в)

Рисунок 3.7 – Графіки кутових швидкостей: а) приводу механізму повороту; б) поворотної частини крана; в) повороту вантажу

З фазового портрету пружної деформації колони крана (рис. 3.8) видно, що протягом процесу пуску спостерігаються коливання колони при оптимізації режиму пуску механізму повороту за трьома критеріями, які затухають протягом двох циклів коливань. При цьому, фазові портрети, отримані за критеріями середньоквадратичного значення швидкості та пришвидшення зміни в часі рушійного моменту (залежності чорного кольору і з пунктирною лінією) мають плавний характер зміни. Цього не можна сказати про фазовий портрет, отриманий за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту (залежність сірого кольору). При оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення пришвидшення зміни рушійного моменту (портрет з пунктирною лінією) спостерігаються найменші швидкості деформації колони, але найбільші значення її деформації. В той же час, оптимізація за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту (портрет сірого кольору) Виходячи з наведеного, можна стверджувати, що при деформації колони більш доцільним є режим руху механізму повороту

визначений за критеріями середньоквадратичного значення швидкості та пришвидшення зміни рушійного моменту.

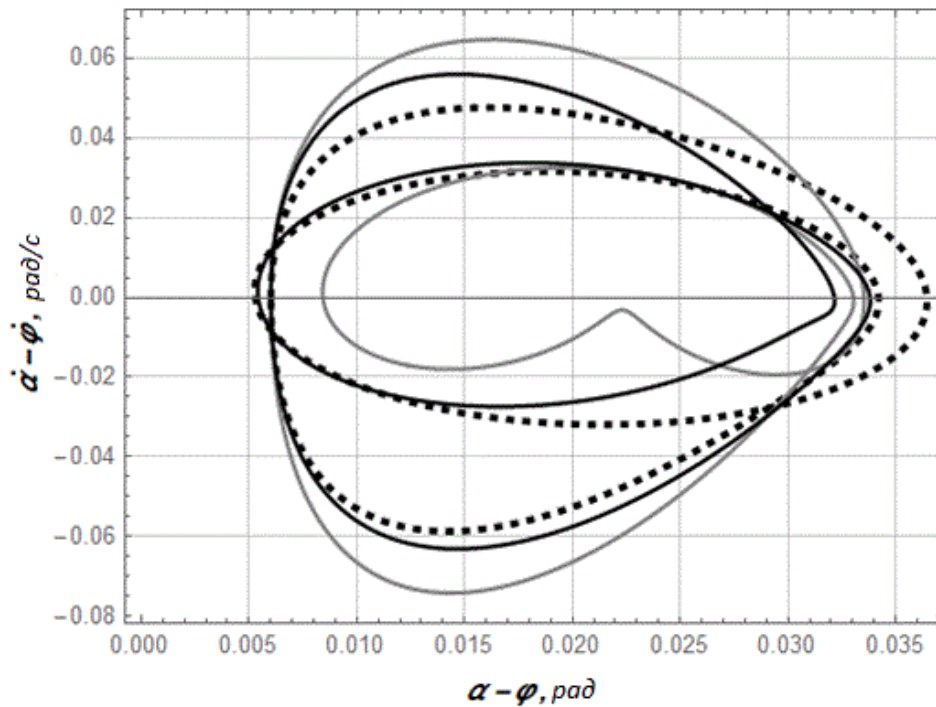


Рисунок 3.8 – Фазовий портрет пружної деформації колони

Фазові портрети відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу в площині повороту (рис. 3.9), отримані за трьома критеріями оптимізації є досить близькими. З наведених портретів коливань можна бачити, що при трьох оптимальних режимах пуску механізму повороту за один цикл вирівнюються кутові положення та швидкості колони і вантажу, тобто усуваються коливання вантажу на гнучкому підвісі. При цьому, найменші максимальні відхилення та швидкості спостерігаються при режимі, отриманому за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту (портрет сірого кольору), а найбільші – при використанні критерію середньоквадратичного значення пришвидшення зміни рушійного моменту (портрет з пунктирною лінією).

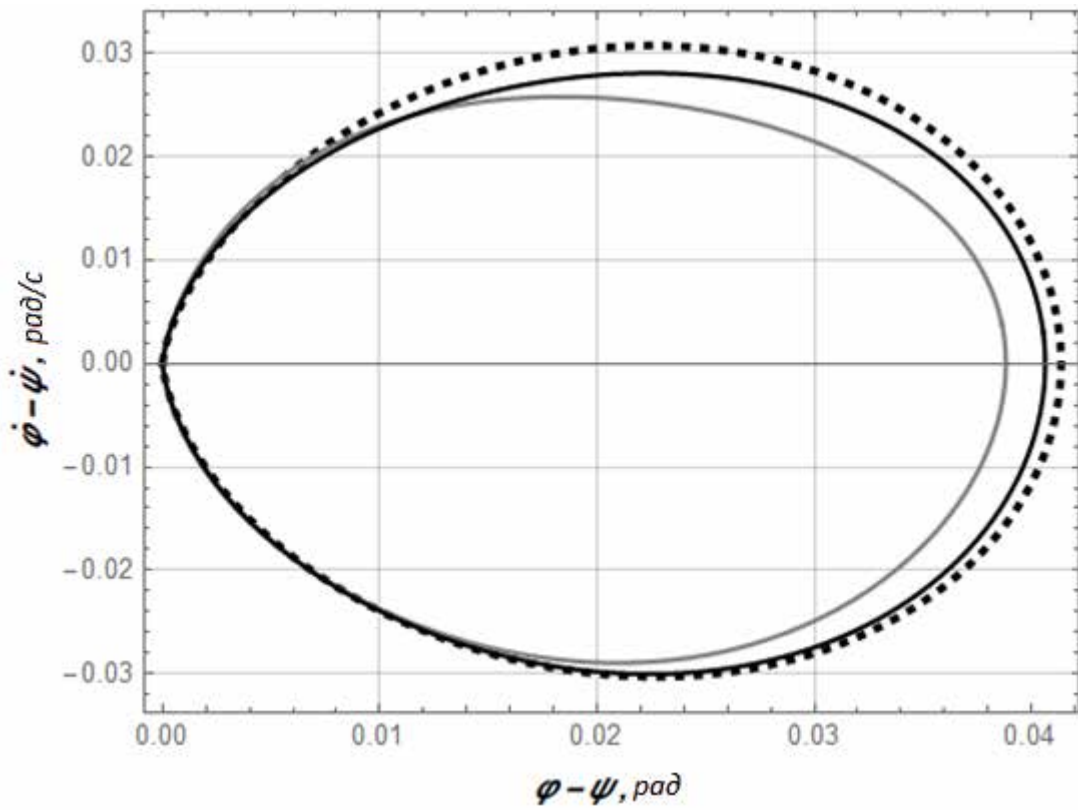


Рисунок 3.9 – Фазовий портрет відхилення канату від вертикалі у площині повороту

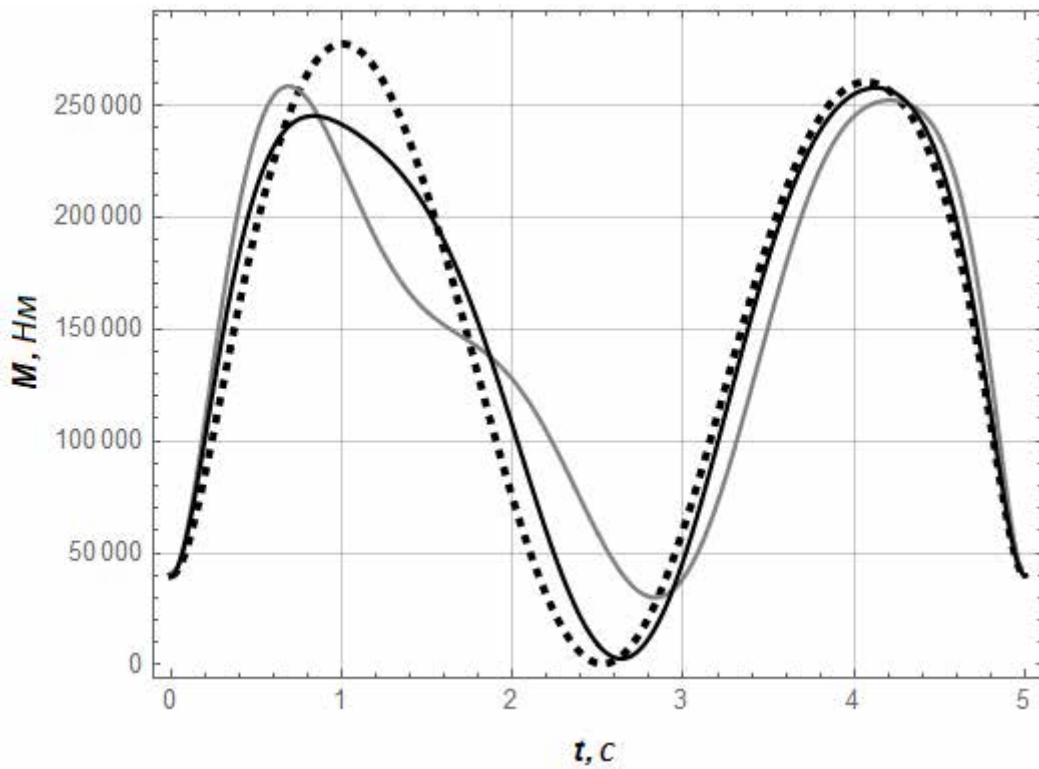


Рисунок 3.10 – Графіки рушійного моменту приводу механізму повороту крана

З графічних залежностей зміни рушійного моменту приводу механізму повороту (рис. 3.10), отриманих за трьома критеріями оптимізації, видно, що усі рушійні моменти змінюються в коливальному режимі зі значною амплітудою коливань при майже однакових максимальних значеннях.

Найбільше максимальне значення рушійного моменту спостерігається у режимі пуску, визначеному за критерієм середньоквадратичного значення пришвидшення зміни в часі рушійного моменту (пунктирна лінія), а найменше максимальне значення рушійного моменту – при критерії середньоквадратичного значення рушійного моменту. Зате, режим зміни рушійного моменту, який відповідає критерію середньоквадратичного значення пришвидшення зміни в часі рушійного моменту (пунктирна лінія)), має найбільш плавний характер зміни.

Графіки зміни пружного моменту в поворотній колоні, отримані за трьома критеріями оптимізації (рис. 3.11), також змінюються в коливальному режимі.

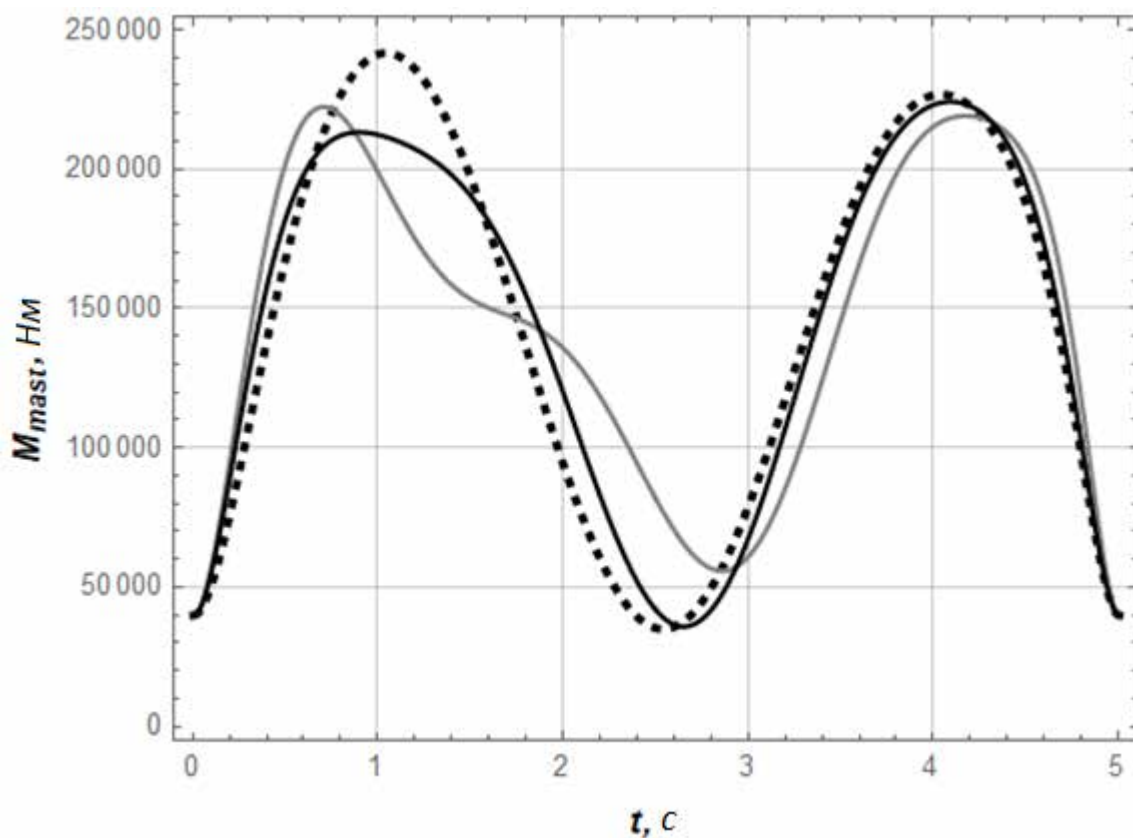


Рисунок 3.11 – Графік пружного моменту у поворотній колоні крана

Тут також найбільше максимальне значення рушійного моменту спостерігається при режимі пуску, отриманому за критерієм середньоквадратичного значення пришвидшення зміни в часі рушійного моменту (пунктирна лінія), а найменше - при режимі пуску за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту (лінія сірого кольору). Разом з тим, режим пуску, який відповідає критерію середньоквадратичного значення пришвидшенню зміни рушійного моменту (пунктирна лінія), має найбільш плавний характер зміни.

Плавний характер зміни рушійного моменту приводу зменшує коливання в елементах конструкції крана та його механізму повороту.

Графіки швидкості зміни рушійного моменту, отримані за трьома критеріями, мають близький характер зміни (рис. 3.12).

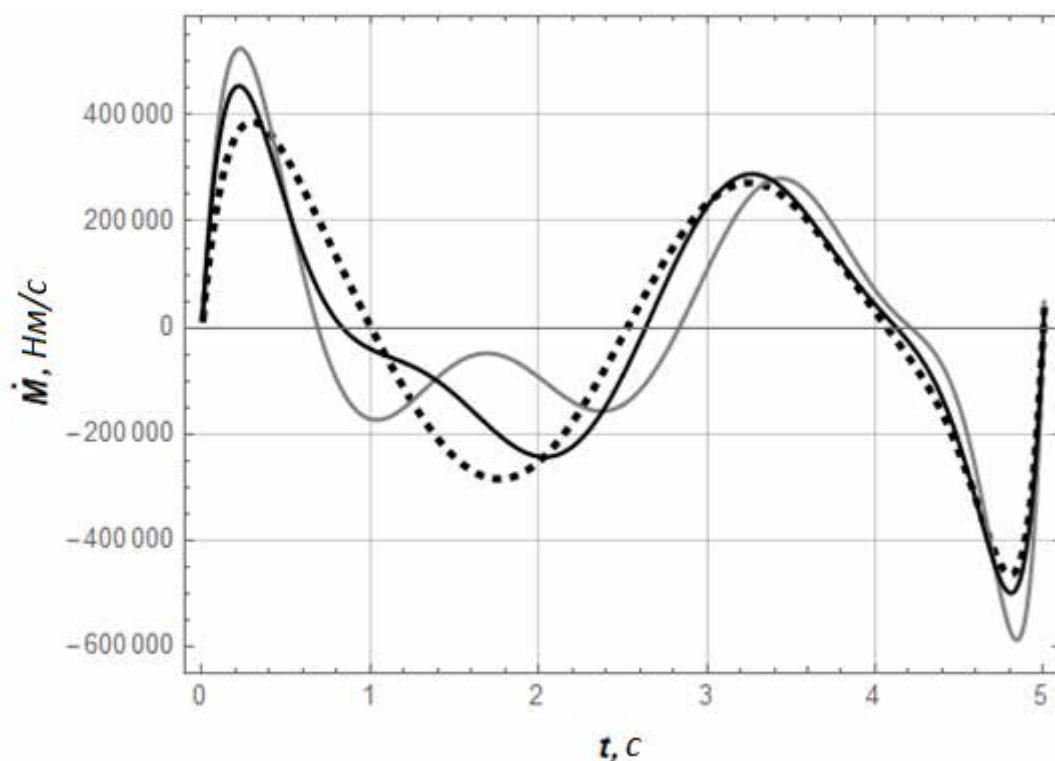


Рисунок 3.12 – Графік швидкості зміни моменту приводу механізму повороту крана

Вони змінюються в знакозмінному коливальному режимі, де найменше абсолютне максимальне значення швидкості зміни рушійного моменту забезпечує режим за критерієм середньоквадратичного значення

пришвидження зміни рушійного моменту ( пунктирна лінія на рис. 3.12), а найбільше - режим за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту (лінія сірого кольору на рис. 3.12).

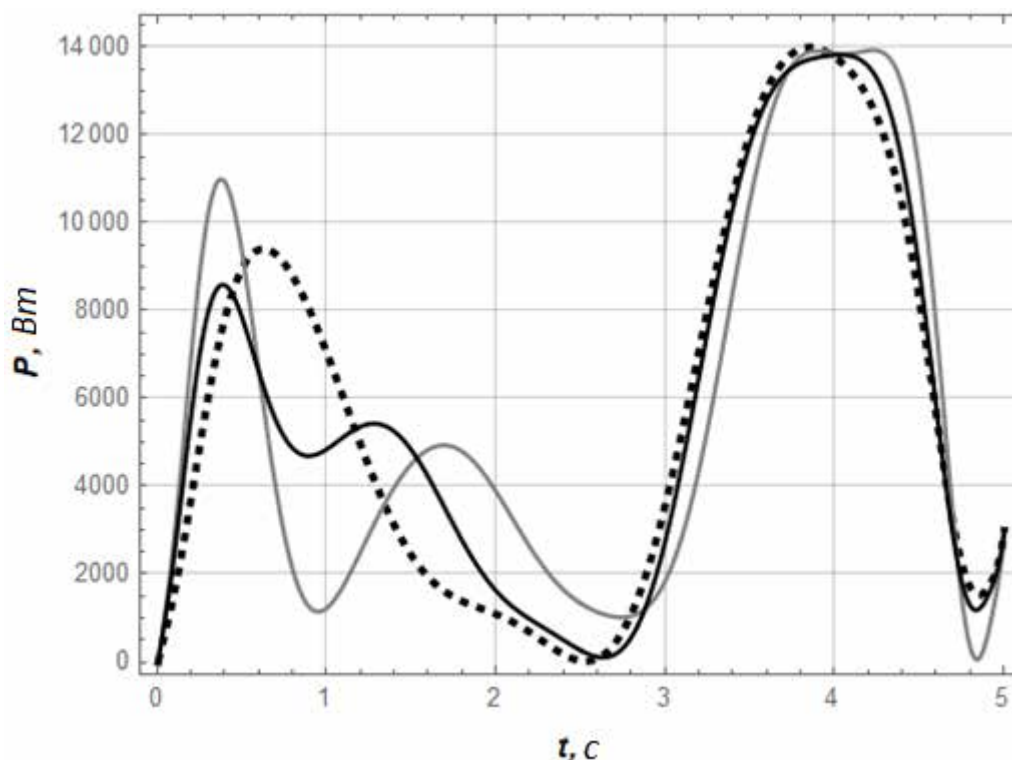


Рисунок 3.13 – Графік потужності приводу механізму повороту крана

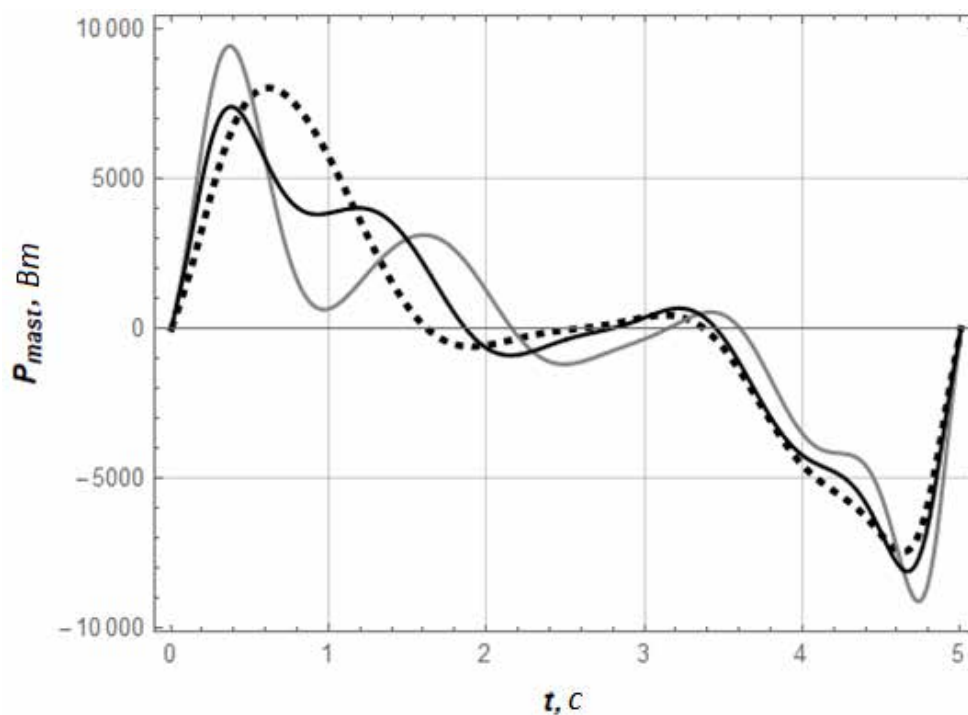


Рисунок 3.14 – Графік зміни потужності в поворотній колонні крана

Більше того, режим пуску, отриманий за критерієм середньоквадратичного значення пришвидшення зміни рушійного моменту (пунктирна лінія), найбільш плавно змінюється при найменших абсолютних максимальних та мінімальних значеннях швидкості зміни рушійного моменту.

З рис. 3.15 можна оцінити топологію зміни критерію середньоквадратичного значення пришвидшення зміни рушійного моменту (3.52) при оптимізації режиму пуску механізму повороту крана, яка відображає форму „яма в ямі”.

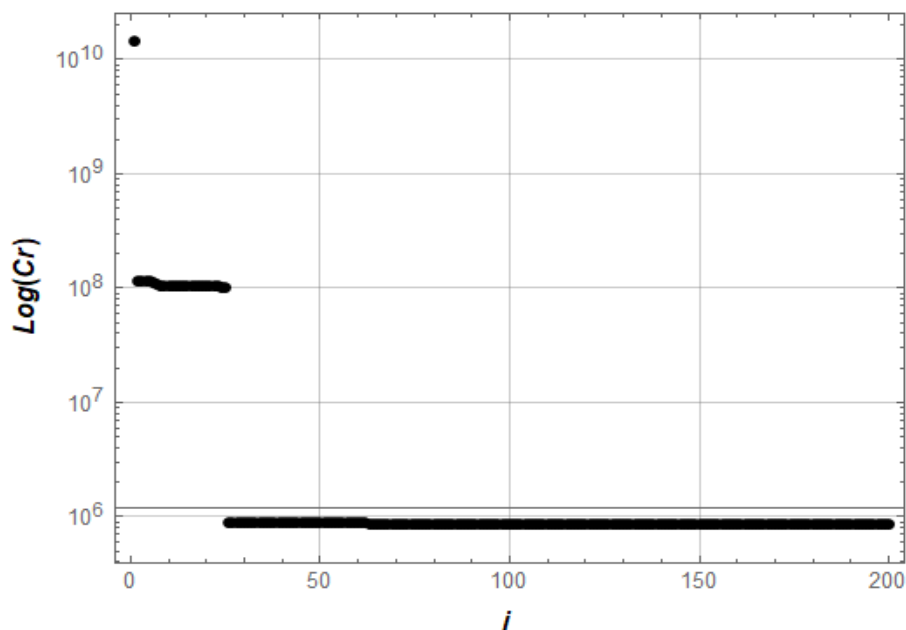


Рисунок 3.15 – Графік збіжності критерію (3.48) до мінімуму при використанні алгоритму VCP-PSO

Вибираючи штрафні коефіцієнти  $\delta_M$ ,  $\delta_{\dot{M}}$  та  $\delta_P$ , цілеспрямованим перебором вдалось досягнути необхідної топології критерію (3.52). Отже, така топологія забезпечила рух рою часточок на поверхні функції узагальненого критерію  $Cr$  у напрямку розв’язку оптимізаційної задачі. При цьому забезпечується послідовне виконання обмежень (3.31)-(3.33) на рушійний момент, швидкість його зміни в часі та потужність приводу. Зазначимо, що глобальне найкраще рішення, що отримано на першій ітерації рою, задовольняє обмеження (3.31). Надалі рій рухається у напрямку мінімізації компонентів  $I_{\dot{M}_{min}}$  та  $I_{\dot{M}_{max}}$  і досягає їх нульового значення, а на третій ітерації

(рис. 3.15) вдається знайти розв'язок, що задовольняє обмеження (3.32). І лише після тридцять сьомої ітерації рій досягає розв'язку задачі (3.52), який забезпечує нульовими значеннями всі штрафні компоненти узагальненого критерію  $Cr$ . Після цього залишається лише критерій середньоквадратичного значення пришвидшення зміни рушійного моменту (3.29), який досягає мінімуму на решті ітерацій розробленого алгоритму.

В результаті розв'язування оптимізаційної задачі (3.52)-(3.59) розраховано числові середньоквадратичні та максимальні значення кінематичних, динамічних та енергетичних показників при пуску механізму повороту крана та усталеному підйомі вантажу (табл. 3.2).

Аналізуючи показники табл. 3.2 можна бачити, що відповідні показники, отримані при оптимізації режиму пуску механізму повороту за усталеного підйому вантажу з використанням критеріїв середньоквадратичних значень рушійного моменту, швидкості та пришвидшення його зміни в часі, приймають за величиною достатньо близькі значення, які в більшості випадків відрізняються між собою при використанні середньоквадратичних показників в межах від 0,4 до 4,8%, а при максимальних значеннях показників від 0,4 до 8,7%. Лише за показником максимального значення швидкості зміни рушійного моменту режим руху, отриманий за критерієм середньоквадратичного значення пришвидшення зміни рушійного моменту, має на 26,5% менше значення в порівнянні з оптимальним режимом, який визначено за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту. Зменшення показника швидкості зміни рушійного моменту приводить до мінімізації коливань в ланках механізму повороту крана під час процесу пуску. Разом з тим, за деякими показниками кращим є оптимальний режим руху за критерієм середньоквадратичного значення рушійного, а за іншими – переваги має режим руху за критерієм середньоквадратичного значення швидкості зміни рушійного моменту, але ці переваги є незначними і не перевищують 8%.

Тому з позицій мінімізації коливань в ланках конструкції крана та його механізмів слід признати оптимальний режим пуску механізму повороту, який

визначено за критерієм середньоквадратичного значення пришвидшення зміни рушійного моменту приводу.

Таблиця 3.2 – Чисельні значення показників, що відповідають розв’язкам оптимізаційних задач

Оціночний показник	Одиниця вимірювання	Величина показника, що отримана при оптимізації за середньоквадратичним значенням		
		рушійного моменту	швидкості зміни рушійного моменту	пришвидшення рушійного моменту
<b><i>Клас середньоквадратичних показників</i></b>				
Відхилення вантажу	рад	0,0223	0,0227	0,0229
Момент пружної деформації колони	Нм	155684	158850	161251
Рушійний момент	Нм	170555	175243	178752
Швидкість зміни рушійного моменту	Нм/с	225505	222844	228627
Потужність приводу	Вт	7378	7289	7408
<b><i>Клас максимальних (за модулем) показників</i></b>				
Відхилення вантажу	рад	0,0388	0,0406	0,0414
Момент пружної деформації колони	Нм	222343	224211	241653
Рушійний момент	Нм	258573	257881	277488
Швидкість зміни рушійного моменту	Нм/с	587736	499429	464574
Потужність приводу	Вт	13924	13815	13986

## Висновки до третього розділу

За результатами проведених досліджень зроблені такі висновки:

1. Виконано постановку задачі оминання перешкод при побудові траєкторії руху вантажу, який переміщується баштовим краном. Для цього передбачено проведення побудови траєкторії першого наближення та її багатократна модифікація. Отримано узгоджені закони руху механізмів повороту та зміни вильоту вантажу, які відповідають руху вантажу по знайдений траєкторії і які можуть бути реалізовані за допомогою частотних перетворювачів, що керують приводами механізмів повороту крана та зміни вильоту вантажу. Розроблений алгоритм синтезу узгоджених законів руху механізмів баштового крана є загальним. Він може застосовуватись для інших кранів та маніпуляційних систем роботів, що визначає перспективи подальших досліджень у даному напрямку.
2. Для мінімізації коливань в елементах конструкції крана, приводного механізму повороту та вантажу на гнучкому підвісі поставлено та розв'язано оптимізаційну задачу. В цій задачі шляхом мінімізації інтегрального критерію при задоволенні крайових умов руху та обмежень на силові та енергетичні характеристики знайдено режим руху механізму повороту при усталеному підйомі вантажу. Коливання елементів конструкції крана та вантажу в значній мірі залежать від характеру зміни рушійного моменту приводу механізму повороту, який визначається швидкістю та пришвидшенням зміни в часі рушійного моменту приводу. Тому в цій роботі за критерій оптимізації обрано середньоквадратичне значення пришвидшення зміни в часі рушійного моменту приводу механізму повороту на ділянці пуску, а за обмеження обрані мінімальні та максимальні значення рушійного моменту, швидкості його зміни в часі та потужності приводу. Поставлена оптимізаційна задача зведена до узагальненого критерію, який включає

в себе середньоквадратичне значення пришвидшення зміни в часі рушійного моменту разом з обмеженнями на рушійний момент, швидкість його зміни в часі і потужність приводу.

3. Оскільки наведена оптимізаційна задача визначення режиму пуску механізму повороту баштового крану є нелінійною, тому для її розв'язування використано наближений метод. Розв'язок оптимізаційної задачі знаходився на класі функцій, які виражені у вигляді поліномів. Невідома функція повороту вантажу, яка забезпечує мінімум середньоквадратичного значення пришвидшення зміни в часі рушійного моменту та задовольняє крайові умови і обмеження механізму повороту представлена сумою двох поліномів. Перший поліном забезпечує крайові умови руху в процесі пуску механізму повороту і усталеному підйомі вантажу, а другий - містить невідомі постійні коефіцієнти, які дають можливість мінімізувати узагальнений критерій руху. Для знаходження невідомих коефіцієнтів другого поліному використано модифікований метаевристичний метод VCP-PSO.
4. Розв'язання оптимізаційної задачі дало можливість знайти режим руху механізму повороту при усталеному підйомі вантажу, який мінімізує коливання елементів конструкції крана, приводу повороту та вантажу на гнучкому підвісі. Такі результати досягнуті за рахунок зменшення на 26,5% максимального значення швидкості зміни в часі рушійного моменту приводу механізму повороту. Отримані результати оптимізації порівняні з результатами знайденими при використанні в якості критеріїв оптимізації середньоквадратичних значень рушійного моменту приводу механізму повороту та швидкості його зміни в часі при обмеженнях на рушійний момент, швидкість його зміни в часі та потужність приводу при задоволені тих же крайових умов руху, що і при критерії середньоквадратичного значення пришвидшення зміни в часі рушійного моменту.

## **ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ ТРЕТЬОГО РОЗДІЛУ:**

1. Gutierrez I., Collado J. Obstacle avoidance in a two wired hammerhead tower crane. 12th International Conference on Electrical Engineering, Computing Science and Automatic Control (CCE). Mexico City. Mexico. 2015.
2. Chen H., Peng Ya., Geng Ya. A Time Optimal Trajectory Planning Method for Overhead Cranes with Obstacle Avoidance. Proceedings of the 2019 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. Hong Kong. China. July 8-12, 2019.
3. Akira In., Yoshiyuki N. Fast trajectory planning by design of initial trajectory in overhead traveling crane with considering obstacle avoidance and load vibration suppression. Journal of Physics: Conference Series. 2016. Vol. 744, 012070. DOI: 10.1088/1742-6596/744/1/012070.
4. Kanata M., Yoshiyuki N., Akihiro K. On-demand Trajectory Planning with Load Sway Suppression and Obstacles Avoidance in Automated Overhead Traveling Crane System. 2019 IEEE 15th International Conference on Automation Science and Engineering (CASE). Vancouver. BC. Canada. 2019.
5. Hirashawa Y., Hayasaki K. Path planning for tower crane with obstacle avoidance. Procedia Computer Science. 2014. Vol. 29. P. 647–656.
6. Kotake H., Yanagawa H. Path planning of tower crane with obstacle avoidance using artificial intelligence algorithm. International Journal of Advanced Robotic Systems. 2016. Vol. 13(2). P. 1–9.
7. Yanagawa H., Kato T., Kotake H. Path planning for tower cranes with obstacle avoidance using genetic algorithm. Proceedings of the International Conference on Robotics and Biomimetics. Macau, China. December 5-8, 2017. P. 164–169.
8. Корн Р., Корн Т. Довідник з математики для науковців та інженерів: визначення, теореми, формули. Наука. 1970. 720 с.

9. Алгоритм Савицького-Голя. URL: [https://ru.frwiki.wiki/wiki/Algorithme\\_de\\_Savitzky-Golay](https://ru.frwiki.wiki/wiki/Algorithme_de_Savitzky-Golay) (дата звернення: 14.10.2023).
10. Ромасевич Ю.О., Ловеїкін В.С., Великоіваненко Д.І. ПОБУДОВА ЗАКОНІВ РУХУ МЕХАНІЗМІВ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ ВАНТАЖУ І ПОВОРОТУ БАШТОВОГО КРАНА. Наукові доповіді НУБіП України. № 2 (102), 2023. doi: 10.31548/dopovidi2(102).2023.020
11. Ambrosino M., Berneman M., Carbone G., Dawans A., Garone E. Modeling and control of a 5-dof boom crane. ISARC: proceedings of the International Symposium on Automation and Robotics in Construction. Kitakyushu. 2020. P. 25–30.
12. Подоляк О.С., Хорошилов О.М., Аненко К.К. (2022). Дослідження сумісного руху механізмів підйому, повороту і зміни вильоту крана ДЕК-251. *Машинобудування*. Вип. 28. С. 18–25. DOI: 10.32820/2079-1747-2021-28-18-25.
13. Sun N., Yang T., Fang Y., Wu Y., Chen H. Transportation control of double-pendulum cranes with a nonlinear quasi-PID scheme: design and experiments. *IEEE Trans. Syst. Man Cybern.* 2019. Syst. 49(7). P. 1408–1418.
14. Lovejkin V., Romasevych Yu., Loveikin A., Mushtyn D. (2020). Dynamic analysis of roller molding installation taking into account dissipative properties balanced drive mechanism. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. Vol. 11. No 1. P. 5–11. DOI: 10.31548/machenergy 2020.01.005.
15. Zhang M. Finite-time model-free trajectory tracking control for overhead cranes subject to model uncertainties, parameter variations and external disturbances. *Trans. Inst. Meas.* 2019. Control 41(12). P. 3516–3525.
16. Lee J. W., Kim D. H. Dynamic analysis of a tower crane using multibody system simulation. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2016. Vol. 30. Issue 8. P. 3475–3481.

17. Lee S. W., Lee J. W. Dynamic analysis of a luffingjibtower crane using Kane'smethod. Proceedingsofthe Institutionof Mechanical Engineers. Part K: Journalof Multi-body Dynamics. 2017. Vol. 231. Issue 3. P. 435–448.
18. Wu M., Li L., Li Y. Dynamic analysisof a container crane considering the coupling effect between spreader and cargo. Journalof Vibroengineering. 2019. Vol. 21. Issue 2. P. 360–373.
19. Kim A., Kim J. Dynamic analysis and control of anoverhead crane with multiple hoists using a sliding mode control approach. Journalof Mechanical Scienceand Technology. 2021. Vol. 35. Issue 8. P. 4055–4065.
20. Xue G., Wu Y., Cai L. Dynamic analysis and control of a cable crane with dual winches. Journal of Sound and Vibration. 2013. Vol. 332. Issue 12. P. 2937–2956.
21. Stölzner M., Kleeberger M., Moll M., Fottner J. Investigation of the dynamic loads on tower cranes during slewing operations. SIMULTECH 2020 - Proceedings of the 10th International Conference on Simulation and Modeling Methodologies. Technologies and Applications. 2020. P. 59–67.
22. Krishna A., Bisht R.S., Panigrahi S.K. Dynamic Modelling and Payload Response Analysis of a 3-D Overhead Gantry Crane. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2021. P. 189–198.
23. Yumin H., Jing Z., Jinhua Z., et al. Adaptive swing reduction control of double-pendulum tower crane time-varying system based on real-time update mutation factor. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2023. Vol. 237(20). P. 4631–4642. DOI:10.1177/09544062231153556.
24. Ye J., Huang J. Control of Beam-Pendulum Dynamics in a Tower Crane With Slender Jib Transporting a Distributed-Mass Load. IEEE Transactions on Industrial Electronics. 2023. Vol. 70. No. 1. P. 888–897.
25. Rigatos G., Abbaszadeh M., Pomares J. Nonlinear optimal control for the 4-DOF underactuated robotic tower crane. Autonomous Intelligent Systems. 2022. Vol. 2 (1). No. 21. DOI: 10.1007/s43684-022-00040-4.

26. Čápková R., Kozáková A., Minár M. Experimental Modelling and Control of a Tower Crane in the Frequency Domain. *Strojnický Casopis*. 2019. Vol. 69 (3). P. 17–26.
27. Al-Tuhaifi S.B., Al-Aubidy K.M. Neuro-fuzzy-based anti-swing control of automatic tower crane. *Telkomnika (Telecommunication Computing Electronics and Control)*. 2023. Vol. 21 (4). P. 891–900.
28. Fasih S.M., Mohamed Z., Husain A.R., Ramli L., Abdullahi A.M., Anjum W. Payload swing control of a tower crane using a neural network–based input shaper. *Measurement and Control (United Kingdom)*. 2020. Vol. 53 (7-8). P. 1171–1182.
29. Loveikin V., Romasevych Y., Kadykalo I., Liashko A. Optimization of the swinging mode of the boom crane upon a complex integral criterion. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*. 2019. Sofia. Vol.49. 285–296. DOI: 10.7546/JTAM.49.19.03.07.
30. Loveikin V.S., Romasevich Yu.A., Loveikin A.V., Khoroshun A.S. Optimizing the Start of the Trolley Mechanism during Steady Slewing of Tower Crane. *International Applied Mechanics*. 2022, Vol. 58(5). P. 594–604.
31. Loveikin V., Romasevych Y., Loveikin A., Shymko L., Liashko A. Minimization of the drive torque of the trolley movement mechanism during tower crane steady slewing. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics (Bulgaria)*. 2023. Vol. 53(1). P. 19–33.
32. Loveikin V., Romasevych Y., Loveikin A., Lyashko A., Korobko M. Minimization of high-frequency oscillations of trolley movement mechanism during steady tower crane slewing. *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 84(1). P. 31–44.
33. Loveikin V.S., Romasevych Y.O., Loveikin A.V., Korobko M.M. Optimization of the trolley mechanism acceleration during tower crane steady slewing. *Archive of Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 69(3). P. 411–429.

## РОЗДІЛ 4

### ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ І ОПТИМІЗАЦІЯ СУМІСНОГО РУХУ МЕХАНІЗМІВ СТІЛОВОГО КРАНА З ГІДРОПРИВОДОМ

#### 4.1 Диннамічний аналіз сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу

##### 4.1.1 Постановка проблеми динамічного аналізу

При використанні пересувних стрілових кранів виникає потреба в підвищенні продуктивності виконання вантажних операції. Одним із шляхів підвищення продуктивності стрілових кранів є суміщення одночасної роботи декількох механізмів. Досить часто при роботі стрілових кранів попарно суміщають роботу механізмів підйому стріли та вантажу, підйому стріли та висування її секції, а також підйому вантажу та висування секції стріли. В цьому випадку в елементах приводних механізмів та конструкції крана підвищуються динамічні навантаження та зростають низькочастотні коливання вантажу на гнучкому підвісі, які знижують продуктивність та надійність роботи крана в цілому та окремих його механізмів, а також приводять до підвищення енергетичних витрат. Особливо небезпечними є динамічні навантаження при суміщенні перехідних процесів (пуск, гальмування) окремих механізмів, зокрема, підйому стріли та вантажу.

В зв'язку з чим виникає необхідність у проведенні досліджень динаміки сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу. Особливий вплив на динаміку пуску механізмів мають високочастотні коливання елементів приводів та низькочастотні коливання вантажу на гнучкому підвісі, які мають суттєвий вплив на динаміку руху стрілового крана.

Отже, задача дослідження динамічних навантажень при сумісному русі механізмів підйому стріли та вантажу є актуальною, оскільки дасть можливість встановити реальні навантаження при використанні стрілових

кранів в умовах інтенсивної роботи, зокрема при будівництві споруд інженерного захисту.

#### **4.1.2 Короткий аналіз досліджень за обраною темою**

Останнім часом значного поширення отримали дослідження пов'язані з моделюванням, керуванням, аналізом динаміки та оптимізації руху вантажопідійомних кранів або їх окремих механізмів [1-18]. В роботі [1] проведено моделювання динаміки поведінки балки ( балкової стріли), по якій рухається певна маса (крановий візок) та описано динамічні відгуки балки на рухому масу. Авторами статті [2] здійснено динамічний аналіз морського стрілового крана та проведено дослідження його нелінійного керування. В дослідженнях [3,4] наведено результати динамічного аналізу баштового крана з поворотною стрілою із застосуванням багатотільного моделювання при використанні методу Кейна. В статті [5] наведено динамічний аналіз контейнерного крана з урахуванням ефекту зчеплення між вантажем та захватним пристроєм. В роботі [6] проведено динамічний аналіз руху кабельного крана з двома лебідками підйому вантажу і визначені навантаження в тяговому органі та в елементах конструкції. Авторами статті [7] описані особливості керування електроприводом механізму зміни вильоту стріли під час одночасного обертання крана з підвішеним вантажем, а також досліджено їх сумісний рух. В роботі [8] розглянуто сумісний рух механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана, де здійснено моделювання динаміки руху, а також проведено оптимізацію пуску механізмів. В результаті досліджень встановлено, що при сумісному русі механізмів кран працює з перевантаженнями. Разом з тим, в результаті проведеної оптимізації вдалось усунути коливання вантажу на гнучкому підвісі при виході на усталений рух. Авторами статті [9] здійснено чисельне моделювання динаміки руху системи «візок-вантаж-несучий канат» у канатному крані та визначені навантаження, що діють на елементи конструкції крана. Дослідженнями [10] на основі

побудованої багатомасової моделі баштового крана встановлені навантаження від впливу розгойдування вантажу на гнучкому підвісі на динамічні характеристики крана та точність позиціонування вантажу. В роботі [11] проведено динамічний аналіз впливу конструкції нових ходових коліс мостового крана на напруження в елементах конструкції, які виникають при переміщенні крана.

Авторами статті [12] розроблена модель формування еталонних команд для віброконтролю багаторежимних гнучких механічних систем для дослідження динаміки двомаятникового мостового крана. В роботі [13] проведено моделювання динаміки баштового крану та досліджено динамічні навантаження, що діють на кран, при роботі механізму повороту. Відмічається значне розгойдування вантажу на гнучкому підвісі. В статті [14] наведена і описана система керування рухом двоканатного молоткового баштового крана, яка дозволяє покращити режими руху кранових механізмів. Авторами дослідження [15] розроблено систему контролю відстеження проти коливання баштових кранів із затримкою невизначеності з використанням надійного адаптивного нечіткого керування.

Покращити динамічні характеристики механізмів стрілових кранів можна за рахунок оптимізації параметрів та режимів руху кранових механізмів. В статті [16] поставлено і розв'язано оптимізаційну задачу процесу пуску механізму переміщення кранового візка з підвішеним вантажем. Результати оптимізації дали можливість значно зменшити коливання вантажу на гнучкому підвісі.

Авторами досліджень [17,18] розроблені методи оптимізації режимів руху кранових механізмів, які дозволяють мінімізувати дію динамічних навантажень та коливань елементів конструкції крана та вантажу. В роботі [18] розв'язана задача режимно-параметричної оптимізації процесу гальмування шахтної підйомної установки, яка дозволяє підвищити плавність гальмування та зменшити тривалість заспокоєння коливань вантажу.

### 4.1.3 Моделювання сумісного руху механізмів підйому стріли і вантажу

Динамічну модель стрілової системи крана представимо у вигляді абсолютно твердих та пружно-дисипативних ланок механізмів підйому стріли та вантажу. При цьому вважаємо, що канат механізму підйому вантажу має пружно-дисипативні властивості, а стріла, вантаж та елементи приводів є абсолютно твердими тілами.

Гнучкий підвіс вантажу у вигляді поліспавної системи здійснює маятникові коливання в площині зміни вильоту і володіє дисипативними властивостями. Ланки приводу механізму підйому вантажу приведені до осі барабану, на який намотується вантажний канат. Барабан приводиться в рух за допомогою гідромотора, а підйом стріли здійснюється гідроциліндром.

Отже, динамічна модель стрілової системи за сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу представлена механічною системою з чотирма ступенями вільності (рис. 4.1). За узагальнені координати наведеної моделі використані кутові координати повороту стріли  $\alpha$ , приводного барабану механізму підйому вантажу  $\beta$  та відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу  $\nu$ , а також лінійна координата його довжини  $u$ .

На стрілову систему діють сили опору від ваги стріли та вантажу, а також рушійна сила в приводному гідроциліндрі механізму підйому стріли, яка створює момент  $M_1$  та момент гідромотора механізму підйому вантажу зведений до осі приводного барабану  $M_2$ .

Крім того в пружному канаті механізму підйому вантажу діє пружна та дисипативна сили, а при відхиленні від вертикалі гнучкого підвісу вантажу діє дисипативний момент.

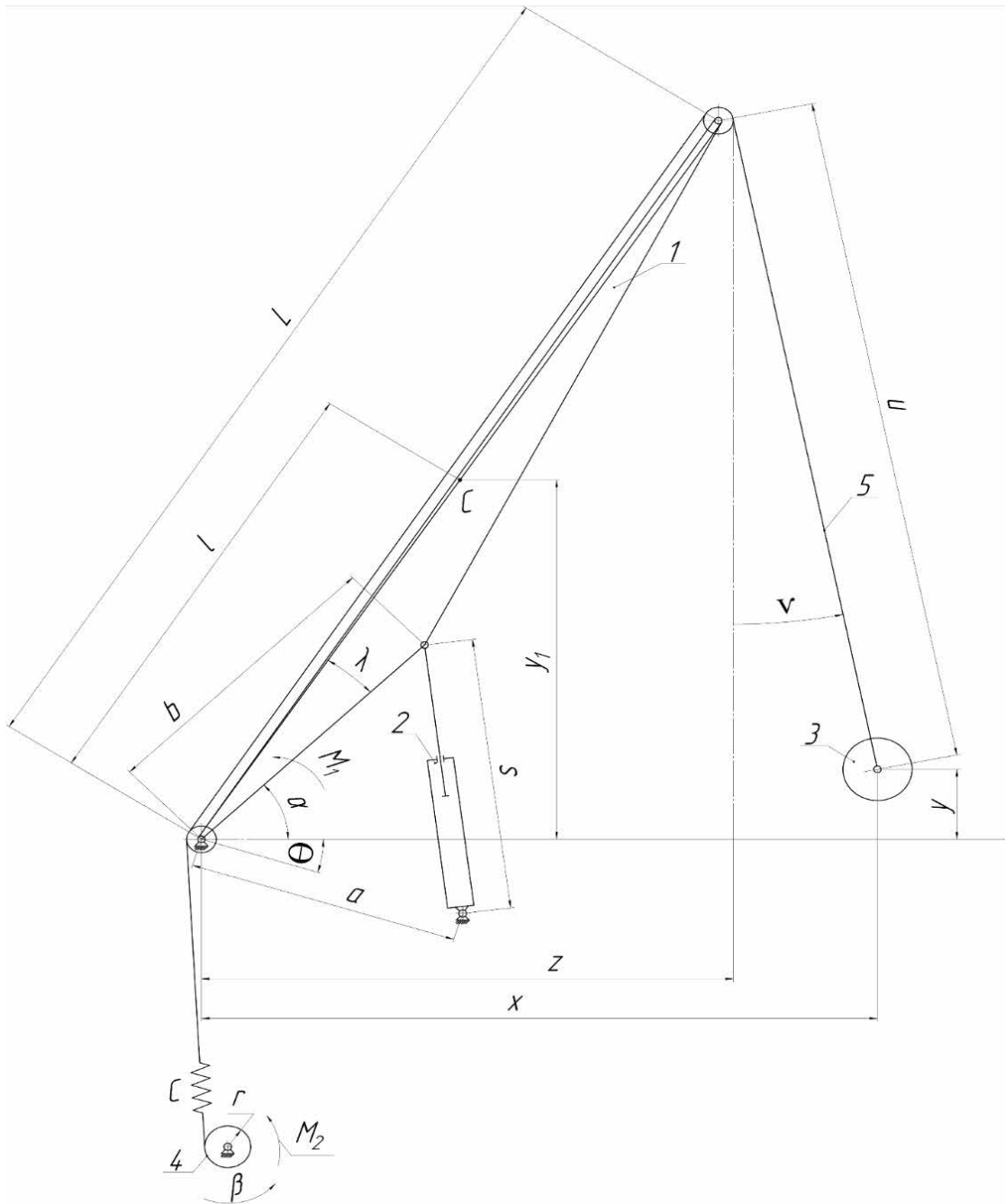


Рисунок 4.1 – Динамічна модель стрілової системи крана при сумісному русі механізмів підйому стріли та вантажу

При складанні рівнянь сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу (рис. 4.1), скористаємось рівняннями Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = M_1 - \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha};$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} - \frac{\partial T}{\partial \beta} = M_2 - \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha} - \frac{\partial R}{\partial \beta};$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{u}} - \frac{\partial T}{\partial u} = - \frac{\partial \Pi}{\partial u} - \frac{\partial R}{\partial \dot{u}}; \quad (4.1)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{v}} - \frac{\partial T}{\partial v} = - \frac{\partial \Pi}{\partial v} - \frac{\partial R}{\partial \dot{v}},$$

де  $T$ ,  $\Pi$ ,  $R$  – кінетична, потенціальна енергія системи та дисипативна функція Релея відповідно;  $M_1$ ,  $M_2$  – рушійні моменти приводів механізмів підйому стріли та вантажу, зведені відповідно до повороту стріли та приводного барабану механізму підйому вантажу.

Кінетична енергія сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу виражається наступним чином

$$T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2), \quad (4.2)$$

де  $J_1, J_2$  – відповідно моменти інерції стріли відносно осі повороту та приводу механізму підйому вантажу, зведений до осі повороту приводного барабану;  $m$  – маса вантажу;  $x, y$  – горизонтальна та вертикальна координати центру мас вантажу в площині зміни вильоту.

Потенціальна енергія сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу визначається такою залежністю

$$\Pi = \frac{1}{2} c [\beta r - (u_0 - u)n]^2 + (m_1 y_1 + m y) g, \quad (4.3)$$

де  $c$  – коефіцієнти жорсткості канату механізму підйому вантажу, зведений до осі повороту приводного барабану;  $r$  – радіус приводного барабану механізму підйому вантажу;  $n$  – кратність поліспасти механізму підйому вантажу;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $m_1, y_1$  – маса стріли та її вертикальна координата центру мас;  $u_0$  – початкова довжина гнучкого підвісу вантажу.

Дисипативна функція Релея системи має такий вигляд

$$R = \frac{1}{2} b_1 (\dot{\beta} r - n \dot{u})^2 + \frac{1}{2} b_2 \dot{v}^2, \quad (4.4)$$

де  $b_1, b_2$  – коефіцієнти демпфування пружних елементів відповідно приводу механізму підйому вантажу та відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу.

Знайдемо координати центрів мас вантажу та стріли:

$$x = L \cos \alpha + u \sin \nu; \quad y = L \sin \alpha - u \cos \nu; \quad (4.5)$$

$$y_1 = \frac{1}{2} L \sin \alpha, \quad (4.6)$$

де  $L$  – довжина стріли.

З виразів (4.5) видно, що положення вантажу залежить від трьох узагальнених координат:  $\alpha, \nu$  та  $u$ .

Візьмемо часткові похідні від кінетичної енергії (4.2) за узагальненими координатами стрілової системи:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \alpha} &= m \left( \dot{x} \frac{\partial \dot{x}}{\partial \alpha} + \dot{y} \frac{\partial \dot{y}}{\partial \alpha} \right); & \frac{\partial T}{\partial u} &= m \left( \dot{x} \frac{\partial \dot{x}}{\partial u} + \dot{y} \frac{\partial \dot{y}}{\partial u} \right); \\ \frac{\partial T}{\partial \nu} &= m \left( \dot{x} \frac{\partial \dot{x}}{\partial \nu} + \dot{y} \frac{\partial \dot{y}}{\partial \nu} \right); & \frac{\partial T}{\partial \beta} &= 0. \end{aligned} \quad (4.7)$$

Візьмемо також часткові похідні від кінетичної енергії (4.2) за узагальненими швидкостями системи:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} &= J \dot{\alpha} + m \left( \dot{x} \frac{\partial x}{\partial \alpha} + \dot{y} \frac{\partial y}{\partial \alpha} \right); & \frac{\partial T}{\partial \dot{u}} &= m \left( \dot{x} \frac{\partial x}{\partial u} + \dot{y} \frac{\partial y}{\partial u} \right); \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\nu}} &= m \left( \dot{x} \frac{\partial x}{\partial \nu} + \dot{y} \frac{\partial y}{\partial \nu} \right) & \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} &= J_2 \dot{\beta}. \end{aligned} \quad (4.8)$$

Тепер візьмемо повні похідні за часом від виразів (4.8):

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = J \ddot{\alpha} + m \left( \ddot{x} \frac{\partial x}{\partial \alpha} + \ddot{y} \frac{\partial y}{\partial \alpha} + \dot{x} \frac{\partial \dot{x}}{\partial \alpha} + \dot{y} \frac{\partial \dot{y}}{\partial \alpha} \right); \quad (4.9)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{u}} = m \left( \ddot{x} \frac{\partial x}{\partial u} + \ddot{y} \frac{\partial y}{\partial u} + \dot{x} \frac{\partial \dot{x}}{\partial u} + \dot{y} \frac{\partial \dot{y}}{\partial u} \right); \quad (4.10)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\nu}} = m \left( \ddot{x} \frac{\partial x}{\partial \nu} + \ddot{y} \frac{\partial y}{\partial \nu} + \dot{x} \frac{\partial \dot{x}}{\partial \nu} + \dot{y} \frac{\partial \dot{y}}{\partial \nu} \right); \quad (4.11)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} = J_2 \ddot{\beta}. \quad (4.12)$$

Знайдемо часткові похідні від потенціальної енергії (4.3) за узагальненими координатами:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \alpha} = \left( m_1 \frac{\partial y_1}{\partial \alpha} + m \frac{\partial y}{\partial \alpha} \right) g; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \beta} = cr[\beta r - (u_0 - u)n]; \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial u} = cn[\beta r - (u_0 - u)n] + mg \frac{\partial y}{\partial u}; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \nu} = mg \frac{\partial y}{\partial \nu}. \quad (4.14)$$

Візьмемо також часткові похідні від функції Релея (4.4) за узагальненими швидкостями:

$$\frac{\partial R}{\partial \beta} = b_1 r(\dot{\beta} r - n\dot{u}); \quad \frac{\partial R}{\partial \dot{u}} = b_1 n(\dot{\beta} r - n\dot{u}); \quad \frac{\partial R}{\partial \dot{v}} = b_2 \dot{v}. \quad (4.15)$$

В результаті підстановки виразів (4.7), (4.9),..., (4.15) в систему (4.1) отримаємо диференціальні рівняння сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу:

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\alpha} + m \left[ \ddot{x} \frac{\partial x}{\partial \alpha} + (g + \ddot{y}) \frac{\partial y}{\partial \alpha} \right] &= M_1 - m_1 g \frac{\partial y_1}{\partial \alpha}; \\ J_2 \ddot{\beta} &= M_2 - cr[\beta r - (u_0 - u)n] - b_1 r(\dot{\beta} r - n\dot{u}); \\ m \left[ \ddot{x} \frac{\partial x}{\partial u} + (g + \ddot{y}) \frac{\partial y}{\partial u} \right] &= -cn[\beta r - (u_0 - u)n] - b_1 n(\dot{\beta} r - n\dot{u}); \\ m \left[ \ddot{x} \frac{\partial x}{\partial v} + (g + \ddot{y}) \frac{\partial y}{\partial v} \right] &= -b_2 \dot{v}. \end{aligned} \quad (4.16)$$

В систему рівнянь (4.16) входять часткові і повні похідні координат окремих ланок стрілової системи. Визначимо ці похідні для динамічної моделі стрілової системи представленої на рис.4.1. Знайдемо часткові похідні координат стріли та вантажу:

$$\frac{\partial y_1}{\partial \alpha} = \frac{1}{2} L \cos \alpha; \quad (4.17)$$

$$\frac{\partial x}{\partial \alpha} = -L \sin \alpha, \quad \frac{\partial y}{\partial \alpha} = L \cos \alpha; \quad (4.18)$$

$$\frac{\partial x}{\partial u} = \sin \nu, \quad \frac{\partial y}{\partial u} = -\cos \nu; \quad (4.19)$$

$$\frac{\partial x}{\partial v} = u \cos \nu, \quad \frac{\partial y}{\partial v} = u \sin \nu; \quad (4.20)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial \alpha^2} = -L \cos \alpha, \quad \frac{\partial^2 y}{\partial \alpha^2} = -L \sin \alpha; \quad (4.21)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial v^2} = -u \sin \nu, \quad \frac{\partial^2 y}{\partial v^2} = u \cos \nu; \quad (4.22)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial u \partial v} = \cos \nu, \quad \frac{\partial^2 y}{\partial u \partial v} = \sin \nu; \quad (4.23)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial \alpha \partial u} = \frac{\partial^2 y}{\partial \alpha \partial u} = \frac{\partial^2 x}{\partial \alpha \partial v} = \frac{\partial^2 y}{\partial \alpha \partial v} = 0. \quad (4.24)$$

Знайдемо перші повні похідні за часом координат вантажу від виразів (4.5):

$$\dot{x} = \dot{\alpha} \frac{\partial x}{\partial \alpha} + \dot{u} \frac{\partial x}{\partial u} + \dot{v} \frac{\partial x}{\partial v}; \quad \dot{y} = \dot{\alpha} \frac{\partial y}{\partial \alpha} + \dot{u} \frac{\partial y}{\partial u} + \dot{v} \frac{\partial y}{\partial v}. \quad (4.25)$$

З урахуванням других часткових похідних координат наведених в (4.21),..., (4.24) представимо другі похідні за часом координат вантажу:

$$\ddot{x} = \ddot{\alpha} \frac{\partial x}{\partial \alpha} + \ddot{u} \frac{\partial x}{\partial u} + \ddot{v} \frac{\partial x}{\partial v} + 2\dot{u}\dot{v} \frac{\partial^2 x}{\partial u \partial v} + \dot{\alpha}^2 \frac{\partial^2 x}{\partial \alpha^2} + \dot{v}^2 \frac{\partial^2 x}{\partial v^2}; \quad (4.26)$$

$$\ddot{y} = \ddot{\alpha} \frac{\partial y}{\partial \alpha} + \ddot{u} \frac{\partial y}{\partial u} + \ddot{v} \frac{\partial y}{\partial v} + 2\dot{u}\dot{v} \frac{\partial^2 y}{\partial u \partial v} + \dot{\alpha}^2 \frac{\partial^2 y}{\partial \alpha^2} + \dot{v}^2 \frac{\partial^2 y}{\partial v^2}. \quad (4.27)$$

Через зусилля в гідроциліндрі  $F_1$  визначимо обертальний момент, який здійснює поворот стріли крана

$$M_1 = F_1 h. \quad (4.28)$$

$$\text{Тут } h = \frac{\sqrt{4a^2s^2 - (a^2 - b^2 + s^2)^2}}{2s}; \quad s = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos(\theta - \lambda + \alpha)}. \quad (4.29)$$

Зусилля в приводному гідроциліндрі механізму підйому стріли визначається наступним чином

$$F_1 = p_n A \sqrt{1 - \frac{A\dot{s}}{Q}}; \quad (4.30)$$

$$\dot{s} = \dot{\alpha} \frac{ab}{s} \sin(\theta - \lambda + \alpha). \quad (4.31)$$

Тут  $h$  – плече дії сили  $F_1$ ;  $p_n$  – робочий тиск в порожнині гідроциліндру;  $A$  – площа поперечного перерізу поршня гідроциліндру;  $Q$  – витрата робочої рідини гідроциліндром;  $a, \theta$  – довжина стійки кріплення гідроциліндра та кут нахилу її до горизонту;  $b, \lambda$  – довжина важеля дії гідроциліндра на стрілу та кут його нахилу до осі стріли;  $s$  – довжина гідроциліндру в робочому стані.

Рушійний момент на валу гідромотора механізму підйому вантажу представлений квадратичною залежністю від кутової швидкості валу і виражається наступною залежністю:

$$M = M_p + \left( K \omega_0 - \frac{M_p}{\omega_0} \right) i \dot{\beta} - K i^2 \dot{\beta}^2; \quad (4.32)$$

$$K = \frac{M_n - M_p \left( 1 - \frac{\omega_n}{\omega_0} \right)}{\omega_n (\omega_0 - \omega_n)}, \quad (4.33)$$

де  $M_p, M_n$  – відповідно пусковий та номінальний моменти гідромотора механізму підйому вантажу;  $\omega_n, \omega_0$  – номінальна та синхронна кутові

швидкості валу гідромотора механізму підйому;  $i$  – передавальне відношення приводу механізму підйому вантажу.

Тоді рушійний момент приводу механізму підйому вантажу, зведений до осі приводного барабану, визначається наступною залежністю

$$M_2 = Mi\eta, \quad (4.34)$$

де  $\eta$  – к.к.д. приводу механізму підйому вантажу.

Система диференціальних рівнянь другого порядку (4.16) разом з виразами (4.17),..., (4.34) є нелінійною, тому для її розв'язування використано чисельний метод. Розв'язування рівнянь здійснюється при наступних початкових умовах сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу:

$$t = 0: \alpha = \alpha_0, \dot{\alpha} = 0, \beta = \frac{mg}{cnr}, \dot{\beta} = 0, u = u_0, \dot{u} = 0, v = 0, \dot{v} = 0. \quad (4.35)$$

#### **4.1.4 Програма розрахунку динаміки сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу**

Розроблена комп'ютерна програма динамічного аналізу сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крана складається з наступних основних блоків:

- 1) вихідних параметрів механізмів підйому стріли та вантажу, необхідних для проведення розрахунку стрілового крана;
- 2) розв'язування чисельним методом системи нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крана;
- 3) розрахунку кінематичних характеристик ланок механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крана при сумісному русі;
- 4) розрахунку динамічних (силових) характеристик ланок механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крана при сумісному русі;
- 5) розрахунку енергетичних характеристик ланок механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крана при сумісному русі;

6) побудови графічних залежностей кінематичних характеристик ланок механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крана при сумісному русі;

7) побудови графічних залежностей динамічних характеристик ланок механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крана при сумісному русі;

8) побудови графічних залежностей енергетичних характеристик ланок механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крана при сумісному русі.

#### 4.1.5 Результати досліджень динаміки сумісного руху механізмів підйому стріли і вантажу та їх аналіз

Дослідження динаміки сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу здійснені при наступних значеннях параметрів стрілової системи крана:

$$m = 4500 \text{ кг}, m_1 = 2700 \text{ кг}, J_1 = 72900 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, J_2 = 1183 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, c = 6,25 \cdot 10^6 \text{ Нм/рад}, \\ L = 9,0 \text{ м}, i = 41,34, \eta = 0,85, p_n = 14 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}, A = 0,0314 \text{ м}^2, Q = 0,00178 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \\ \omega_0 = 157 \text{ рад/с}, \omega_n = 119,25 \frac{\text{рад}}{\text{с}}, u_0 = 6,0 \text{ м}, n = 4, g = 9,81 \text{ м/с}^2, M_n = 133 \text{ Нм}, \\ M_p = 199,5 \text{ Нм}, a = 1,5 \text{ м}, b = 2,1 \text{ м}, \lambda = 0,0872 \text{ рад}, \theta = 0,3189 \text{ рад}, \alpha_0 = \\ 0,5857 \text{ рад}, r = 0,208 \text{ м}, b_1 = 1,2 \cdot 10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м/с}}, b_2 = 1,8 \cdot 10^3 \frac{\text{Нм}}{\text{рад/с}}.$$

В результаті чисельного розв'язку нелінійної системи диференціальних рівнянь (4.16) при початкових умовах (4.35) процесу сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крана побудовані графічні залежності кінематичних (рис.4.2–4.8), динамічних (рис.4.9, 4.10) та енергетичних (рис. 4.11, 4.12) характеристик.

З рис.4.2 можна бачити, що кутова швидкість стріли стрімко зростає від нульового значення до 0,036 рад/с, після чого йде її незначне зростання по мірі підйому стріли. На ділянці від початку пуску до 0,023 рад/с спостерігаються

високочастотні коливання швидкості повороту стріли. Високочастотні коливання швидкості повороту стріли викликані різким зростанням рушійного зусилля приводу механізму підйому стріли на цій ділянці руху.

На відміну від кутової швидкості стріли кутова швидкість приводного барабану механізму підйому вантажу (рис.4.3) плавно зростає від нуля до усталеного значення протягом 1,8 с. Про це досить наглядно показує графік зміни кутового прискорення приводного барабану (рис. 4.4).

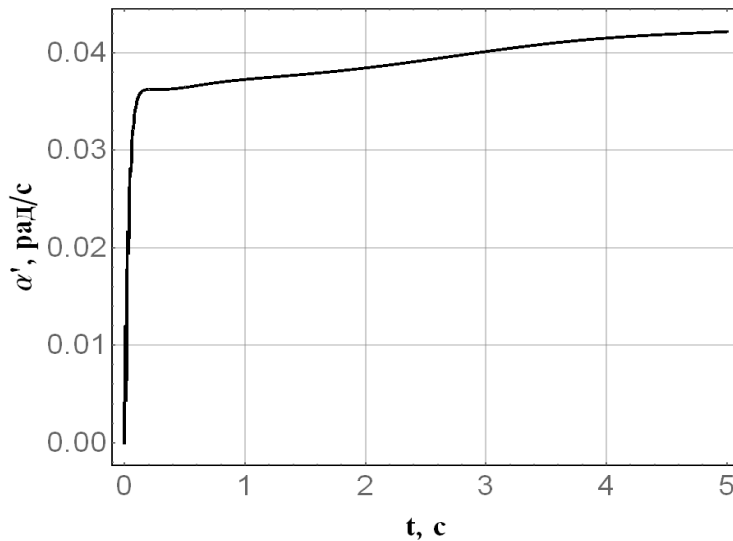


Рисунок 4.2 – Графік кутової швидкості стріли

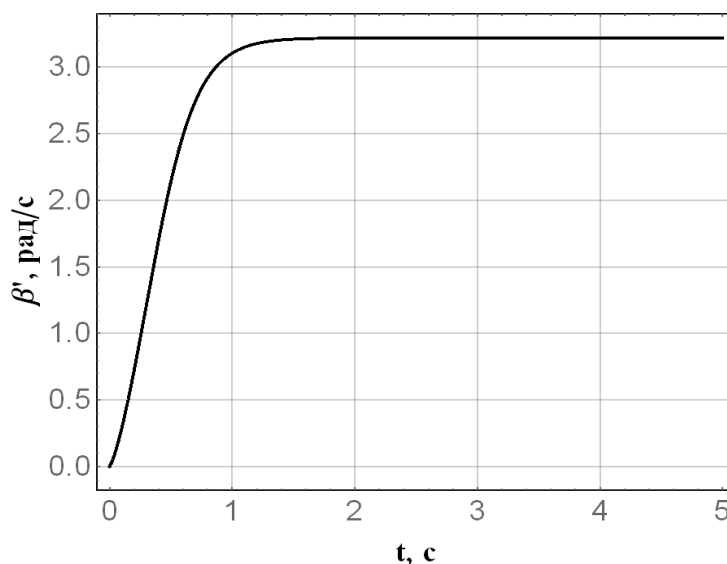


Рисунок 4.3 – Графік кутової швидкості приводного барабану механізму підйому вантажу

Необхідно відзначити, що на ділянці пуску приводного барабану від нуля до 3, 2 рад/с<sup>2</sup> спостерігаються високочастотні коливання прискорення. Коливання прискорення приводного барабану викликані різким зростанням рушійного моменту приводу механізму підйому вантажу на цій ділянці руху.

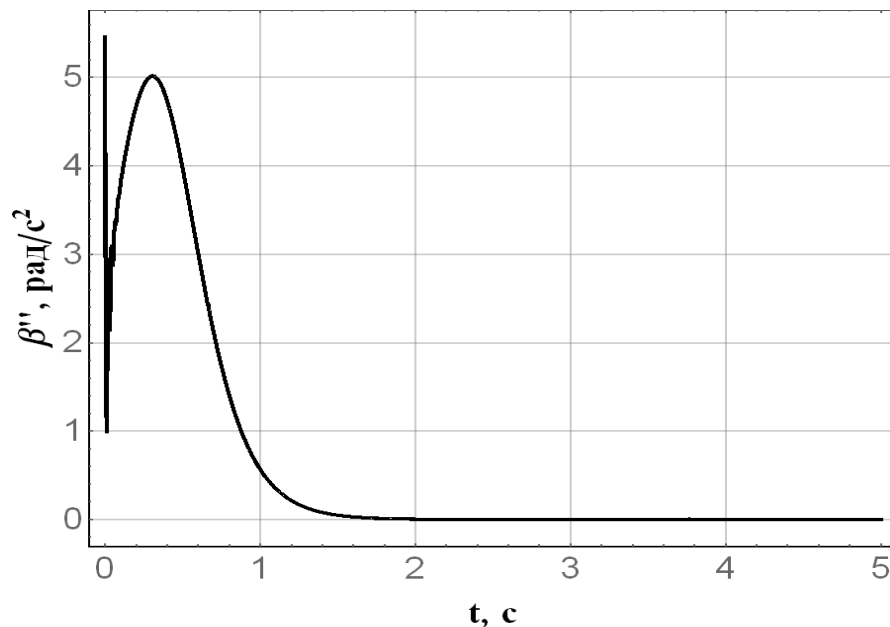


Рисунок 4.4 – Графік кутового прискорення приводного барабану механізму підйому вантажу

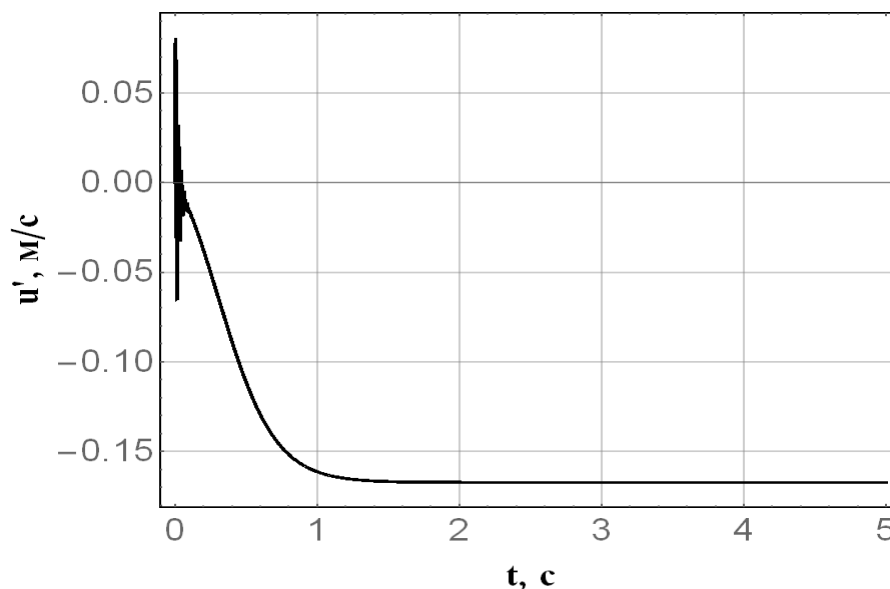


Рисунок 4.5 – Графік швидкості зміни довжини гнучкого підвісу вантажу

З рис.4.5 видно, що на початку руху зміни довжини гнучкого підвісу вантажу мають місце високочастотні коливання швидкості, які досить швидко затухають за рахунок демпфуючих властивостей канату механізму підйому вантажу. В подальшому швидкість підйому вантажу наростає досить плавно до усталеного значення протягом 1,8 с.

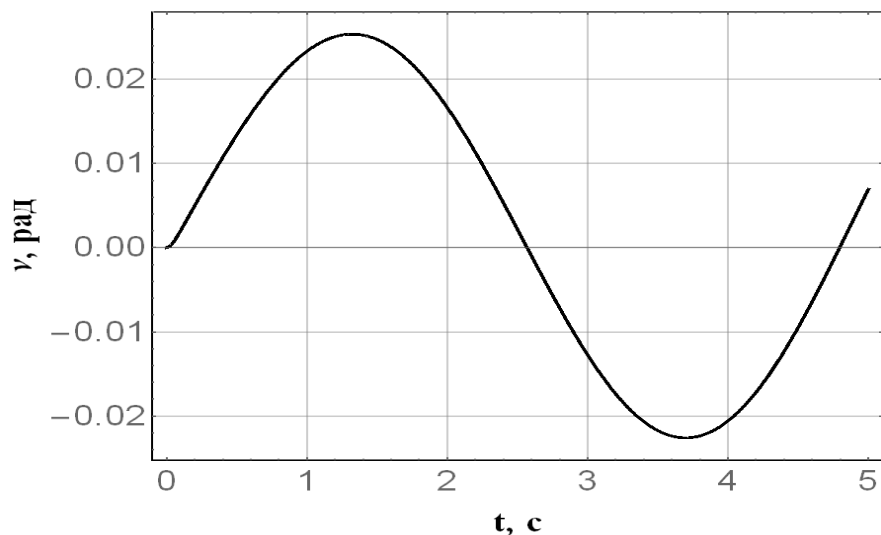


Рисунок 4.6 – Графік відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу

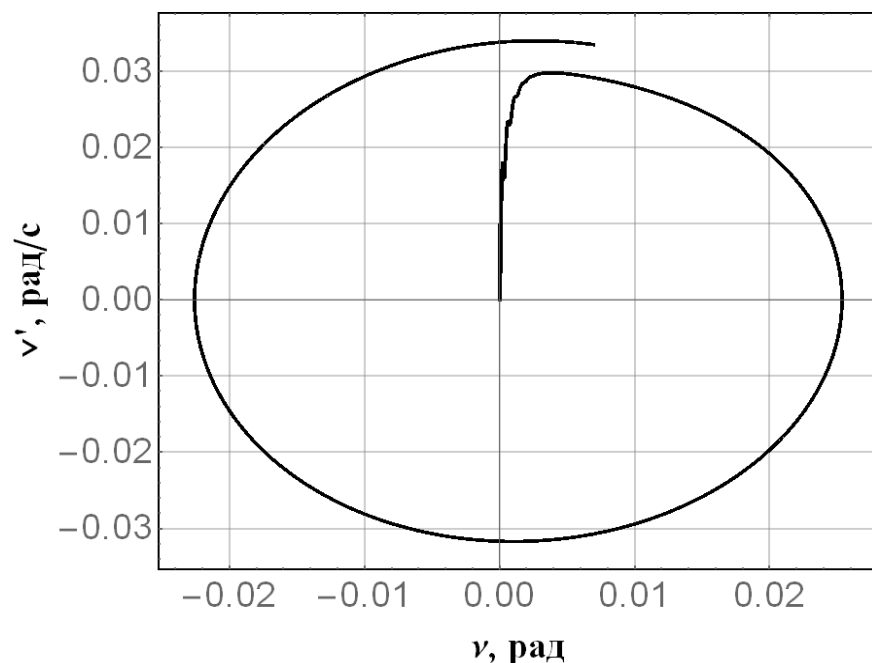


Рисунок 4.7 – Фазовий портрет коливань вантажу на гнучкому підвісі

В процесі сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу спостерігаються маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі в площині

зміни вильоту (рис. 4.6). З наведеного рисунку видно, що в початковій фазі коливань максимальне відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу становить 1,5 град. За час розглянутого руху стрілової системи крана маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі не затухають, про що свідчить фазовий портрет коливань, який наведено на рис. 4.7.

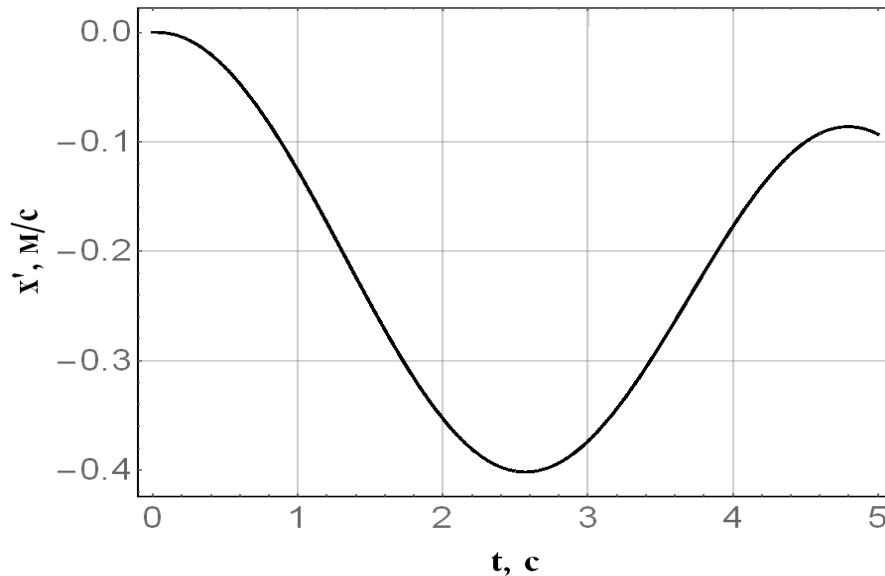


Рисунок 4.8 – Графік швидкості зміни вильоту вантажу

З графіка швидкості вантажу в процесі зміни вильоту (рис. 4.8) видно, що виліт вантажу здійснюється в коливальному режимі, що приводить до зниження продуктивності виконання транспортних та монтажних операцій стріловими кранами. Причиною такого руху вантажу в процесі зміни вильоту є маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі, які затухають досить повільно.

На рис. 4.9 наведено графік зміни рушійного зусилля в гідроциліндрі механізму підйому стріли. З наведеного графіка видно, що рушійне зусилля миттєво зростає до максимального значення 480 кН, а потім з достатньо високою швидкістю спадає до 300 кН. На цій ділянці спостерігаються високочастотні коливання рушійного зусилля. В подальшому при підйомі стріли рушійне зусилля в гідроциліндрі монотонно спадає.

Рушійний момент приводу механізму підйому вантажу (рис. 4.10) від пускового значення 6000 Нм монотонно зростає до максимального значення

8125 Нм, після чого плавно спадає до усталеного значення 2200 Нм. Такий режим зміни рушійного моменту забезпечує плавний рух механізму підйому вантажу.

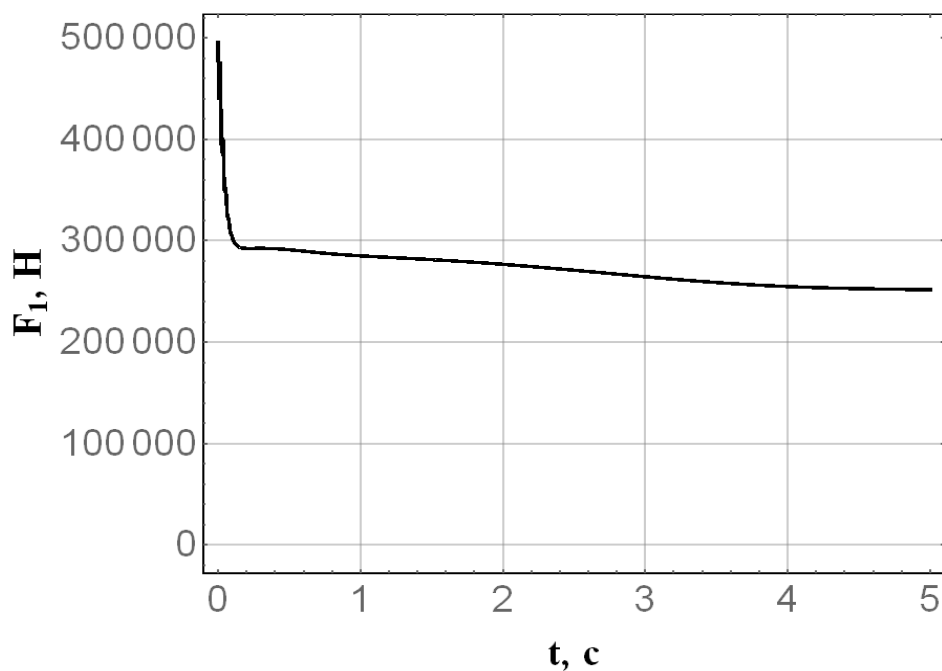


Рисунок 4.9 – Графік зміни зусилля в гідроциліндрі механізму підйому стріли

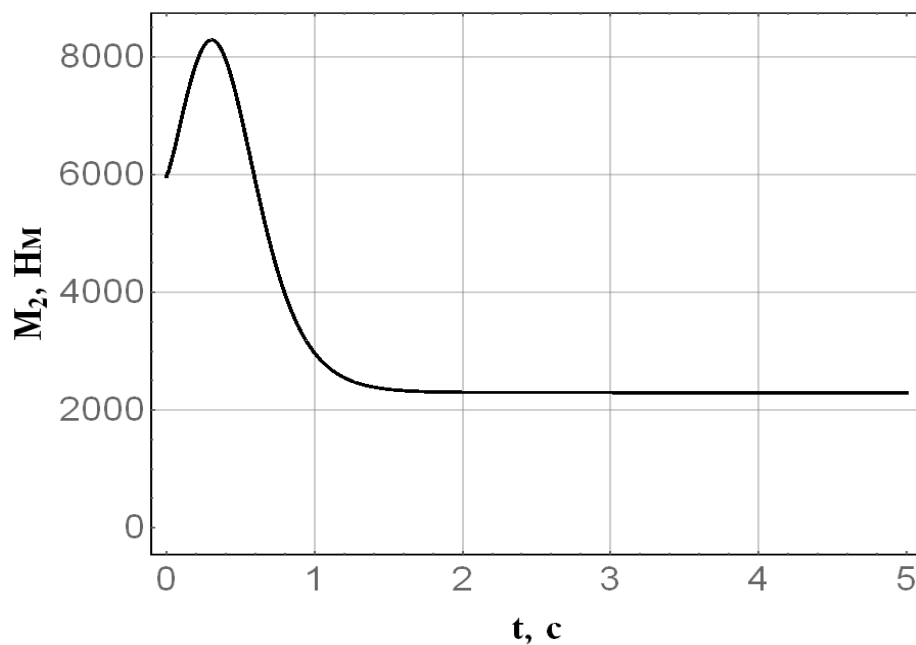


Рисунок 4.10 – Графік зміни рушійного моменту на приводному барабані механізму підйому вантажу

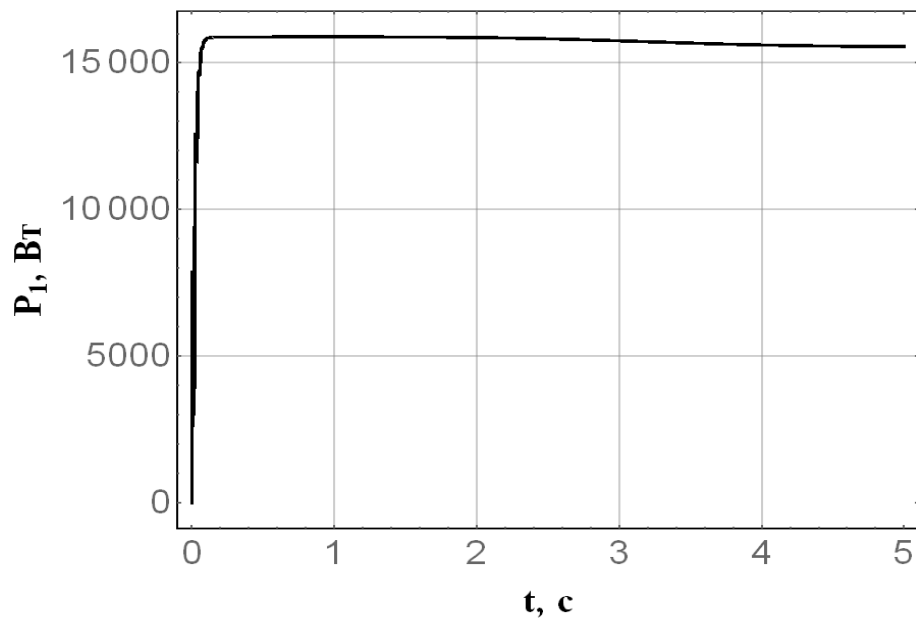


Рисунок 4.11 – Графік потужності приводу механізму підйому стріли

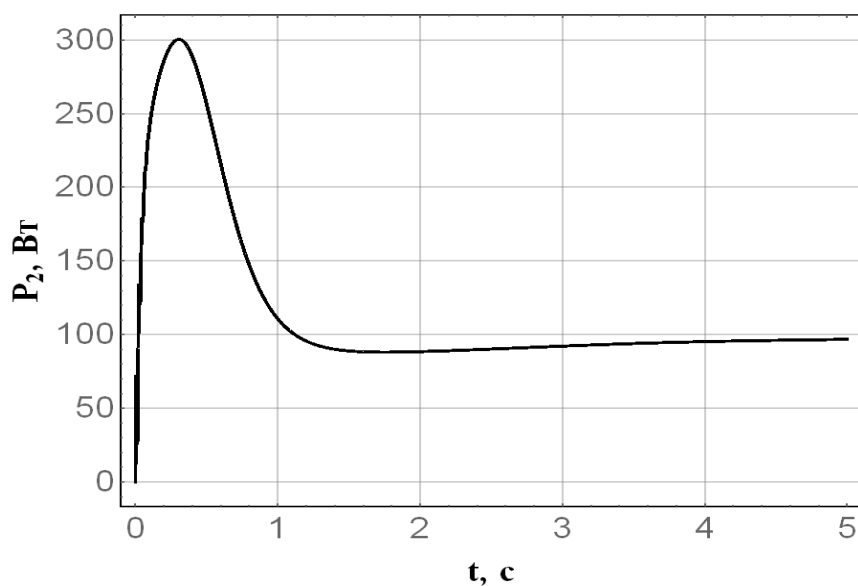


Рисунок 4.12 – Графік зміни потужності приводу механізму підйому вантажу

Потужність приводу механізму підйому вантажу (рис. 4.11) практично миттєво зростає до максимального значення (16 кВт), після чого монотонно незначно спадає за лінійним законом по мірі підйому стріли.

З рис. 4.12 видно, що потужність приводу механізму підйому вантажу плавно зростає від нульового до максимального значення (15 кВт), а потім також плавно спадає до усталеного значення (7,5 кВт), Такий характер зміни потужності приводу забезпечує плавний пуск механізму підйому вантажу.

## **4.2 Динамічний аналіз сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу**

### **4.2.1 Постановка проблеми динамічного аналізу**

Ефективність виконання підйомно-транспортних операцій в будівництві, зокрема при зведенні споруд інженерного захисту, транспорті та інших видах виробництва залежить від продуктивності та надійності роботи механізмів вантажопідйомних кранів, зокрема стрілових. Для підвищення продуктивності пересувних стрілових кранів досить часто здійснюють одночасну роботу декількох механізмів. Так, наприклад, суміщують роботу механізмів підйому стріли та вантажу, підйому стріли та висування її секції, висування секції стріли та підйому вантажу, а також одночасну роботу здійснюють і інші механізми стрілового крана. В такому випадку значно зростають динамічні навантаження в елементах конструкції стрілового крана та приводних механізмах, особливо при проходженні перехідних процесів (пуск, гальмування). Крім того, мають місце значні коливальні процеси елементів конструкції крана та вантажу на гнучкому підвісі. Все це приводить до зниження продуктивності та надійності роботи пересувних стрілових кранів, також негативно впливає на безпечну експлуатацію стрілових кранів. Тому актуальною задачею є визначення дійсних динамічних навантажень та дослідження коливальних процесів в елементах конструкції пересувного стрілового крана при сумісній роботі механізмів зміни вильоту стріли та підйому вантажу. Тут під зміною вильоту вантажу розуміємо одночасний підйом стріли та висування секції стріли. Тому при зміні вильоту стріли та підйомі вантажу виникає потреба в дослідженні одночасного руху трьох механізмів: підйому стріли та вантажу, а також висування секції стріли.

Виходячи з наведеного, задача дослідження динамічних процесів при одночасному русі механізмів повороту та висування секції стріли, а також підйому вантажу є актуальною, оскільки дозволить виявити реальні

навантаження та коливання в елементах конструкції та вантажу при роботі стрілових кранів, зокрема при зведені споруд інженерного захисту.

#### **4.2.2 Короткий аналіз досліджень за обраною темою**

Актуальною проблемою залишаються питання дослідження динамічних процесів при роботі кранових механізмів і, зокрема, при одночасному їхньому використанні. Сумісне використання в роботі кранових механізмів дає можливість підвищити продуктивність вантажопідйомного крана, але при цьому зростають навантаження в елементах конструкції. Досліджувались динамічні процеси при перехідному режимі роботи одного механізму та усталеному русі іншого механізму [19,20]. В роботі [19] здійснено моделювання динаміки руху механізмів переміщення візка при усталеному повороті крана, а також мінімізовано рушійний момент приводного механізму. Авторами роботи [20] проведено оптимізацію режиму зміни вильоту вантажу при сталому режимі повороту. В роботах [21,22] досліджено динаміку сумісного руху декількох механізмів. Так, в статті [21] здійснено моделювання динаміки руху баштового крана з вантажем та досліджено динамічну реакцію крана, яка викликана маятниковими коливаннями вантажу на гнучкому підвісі. Авторами роботи [22] проведено моделювання динаміки руху трьох механізмів: зміни вильоту та підйому вантажу, а також повороту крана. При роботі кранових механізмів більш детально досліджувались питання моделювання, керування та динамічного аналізу роботи кранових механізмів. В роботі [23] досліджувалась динаміка хитних коливань вантажу на гнучкому підвісі двомаятникового мостового крана. Авторами роботи [24] досліджувались питання керування двомаятниковим мостовим краном, де сформовані еталонні команди керування. В статті [25] наведено аналіз систем керування механізмами баштових кранів, які дозволяють мінімізувати коливання вантажу на гнучкому підвісі.

В роботі [26] описано динаміку тривимірної кранової системи з підвішеним вантажем та визначено динамічні навантаження, які виникають в процесі руху таких систем.. Також визначались динамічні напруження та навантаження в металевій конструкції мостового крана при використанні коліс нової конструкції [27]. Авторами роботи [28] проаналізовано різні підходи до моделювання динаміки механізмів та металевих конструкцій підйомно-транспортних машин. В статті [29] здійснено моделювання динаміки руху та керування п'ятиступінчатою стріловою системи вантажопідйомного крана. В роботі [30] проведено моделювання та досліджено характеристики подвійного маятникового мостового крана, що переміщує корисне навантаження з розподіленою масою.

В статті [31] здійснено математичне моделювання та проведено аналіз реагування вантажу на гнучкому підвісі на рух тривимірного мостового крана. Авторами роботи [32] запропоновано надійний контроль проти розгойдування плоских канатних систем із підйомом та опусканням вантажу на основі спостерігача. В статті [33] оптимізовано максимальну продуктивність інтелектуальних дій для корабельного підйомного крана шляхом планування траєкторій.

Удосконалити конструкції кранових механізмів та покращити їх динамічні характеристики можна здійснити шляхом оптимізації параметрів та режимів руху кранових механізмів. В роботі [34] розроблено систему оптимального керування механізмами зміни вильоту та повороту баштового крана. Також наведено вплив результатів оптимального керування на рух кранових механізмів, де відмічається значне зменшення коливань вантажу. В статті [35] проведені експериментальні дослідження динаміки сумісного руху механізмів повороту та переміщення кранового візка з вантажем баштового крана, які порівняні з оптимальними режимами руху цих механізмів.

Отримані результати підтвердили перевагу оптимальних режимів руху. Автором роботи [36] здійснено пошук глобально оптимальної корекції механізмів приводів крана, яка забезпечує найкращі показники окремих

приводів і системи крана в цілому. В працях авторів [37,38] розроблені методи оптимізації режимів руху кранових механізмів, які мінімізують динамічні навантаження та коливання елементів конструкції крана та вантажу. В статті [37] проведено оптимізацію режиму руху переміщення кранового візка за одиничним інтегральним критерієм, а в роботі [38] для механізму повороту крана – за комплексним критерієм. Проведена оптимізація режимів руху цих механізмів дала можливість зменшити динамічні навантаження.

Для виявлення навантажень і коливань в елементах конструкції стрілового крана є потреба в проведенні динамічного аналізу при сумісному русі механізмів повороту та висування секції стріли, а також підйому вантажу.

#### **4.2.3 Моделювання динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу**

Для дослідження динаміки руху механізмів зміни вильоту стріли та підйому вантажу стрілову систему крана представлено динамічною моделлю, яка показана на рис .4.13. В цій моделі стріла складається з корінної 1 та висувної 2 секцій. Висувна секція стріли приводиться в рух за допомогою гідроциліндра, який розміщений всередині корінної секції.

Поворот стріли здійснюється за допомогою іншого гідроциліндра 6, який шарнірно з'єднано циліндром з поворотною платформою крана, а штоком з корінною секцією стріли. Механізм підйому вантажу 4 складається з гідродвигуна, механічного передавального механізму (редуктора) барабану 5 та гнучкого підвісу вантажу у вигляді одинарного поліспасти 3. Привод з гідромотором і редуктором приводить в рух приводний барабан 5, на який намотується канат поліспасти системи.

Динамічна модель стрілової системи крана представлена абсолютно твердими та пружно-дисипативних ланками.

Припускаємо, що канат механізму підйому вантажу володіє пружно-дисипативні властивості, а корінна та висувна секції стріли, вантаж та

елементи приводів представляються твердими тілами. Гнучкий підвіс вантажу здійснює маятникові коливання в площині зміни вильоту і має дисипативні властивості. Елементи приводу механізму підйому вантажу зведені до осі повороту приводного барабану.

Виходячи з наведеного, динамічна модель стрілової системи крана з гідроприводами при сумісному повороті та висуванні секції стріли, а також підйомі вантажу представлена механічною системою з п'ятьма ступенями вільності (рис. 4.13).

За узагальнені координати такої системи використані кутові координати повороту стріли  $\alpha$ , приводного барабану механізму підйому вантажу  $\beta$  та відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу  $\nu$ , а також лінійні координати відносного переміщення висувної секції стріли відносно корінної секції  $z$  і довжини гнучкого підвісу вантажу  $u$ . На елементи стрілової системи діють гравітаційні сили від ваги корінної та висувної секцій стріли, ваги вантажу, а також рушійні сили в гідроциліндрах механізму повороту стріли  $F_1$  та переміщення висувної секції стріли  $F_2$ .

Сила  $F_1$  створює момент  $M_1$ , який діє на стрілу і здійснює її поворот. Також діє момент гідромотора механізму підйому вантажу  $M_3$ , який зведений до осі повороту приводного барабану.

В пружному канаті механізму підйому вантажу діє пружна та дисипативна сили, а при відхиленні від вертикалі гнучкого підвісу вантажу діє дисипативний момент.

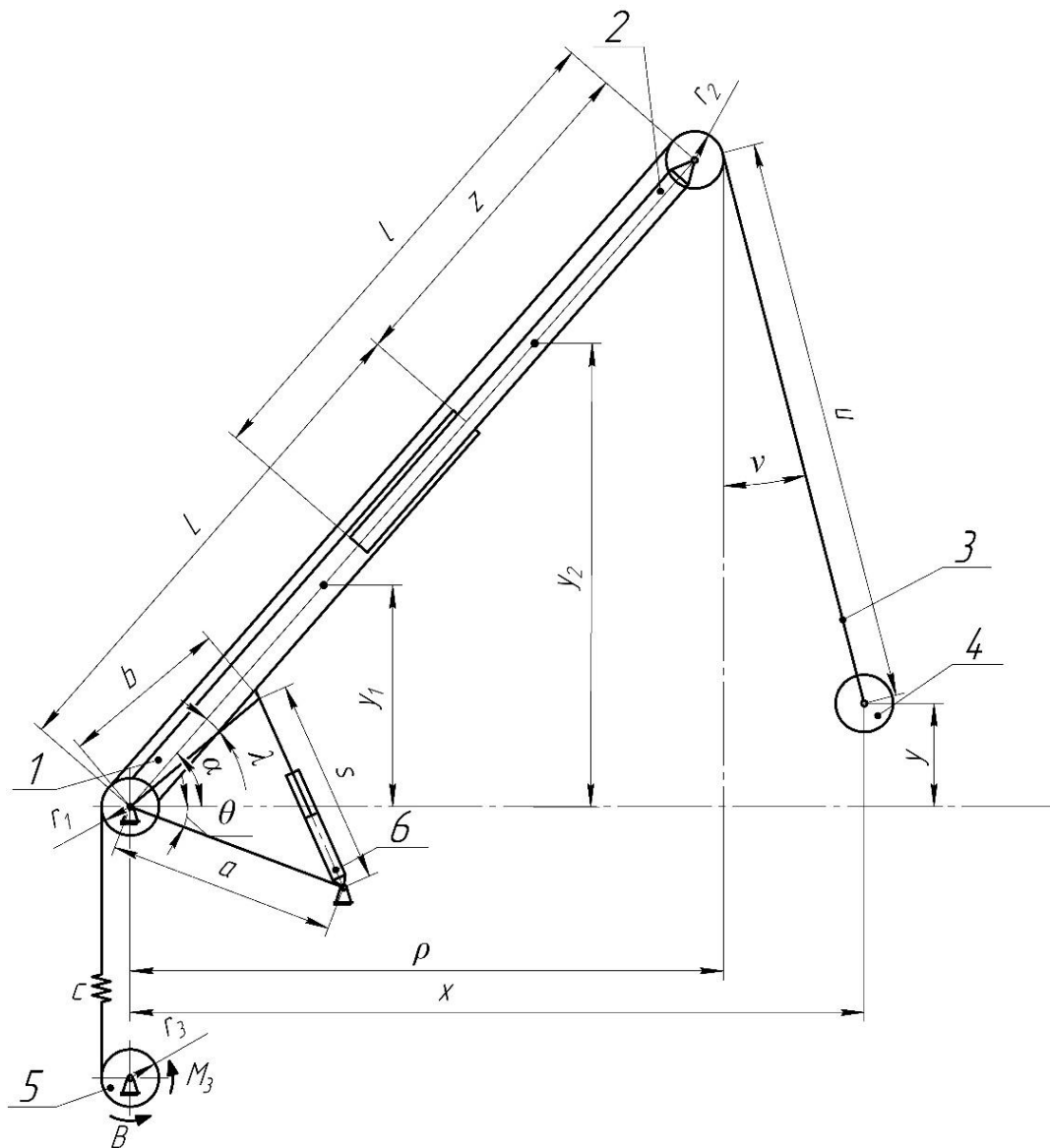


Рисунок 4.13 – Динамічна модель стрілової системи крана при зміні вильоту та підйомі вантажу

Для побудови математичної моделі динаміки сумісного руху стрілової системи при зміні вильоту та підйомі вантажу використано рівняння Лагранжа другого роду:

$$\begin{aligned}
 \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial T}{\partial \alpha} &= M_1 - \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha}; \\
 \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} - \frac{\partial T}{\partial \beta} &= M_3 - \frac{\partial \Pi}{\partial \beta} - \frac{\partial R}{\partial \beta}; \\
 \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} - \frac{\partial T}{\partial z} &= F_2 - \frac{\partial \Pi}{\partial z} - \frac{\partial R}{\partial z};
 \end{aligned}
 \tag{4.36}$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{u}} - \frac{\partial T}{\partial u} = - \frac{\partial \Pi}{\partial u} - \frac{\partial R}{\partial \dot{u}};$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{v}} - \frac{\partial T}{\partial v} = - \frac{\partial \Pi}{\partial v} - \frac{\partial R}{\partial \dot{v}};$$

де  $T$ ,  $\Pi$ ,  $R$  – відповідно кінетична та потенціальна енергія стрілової системи і дисипативна функція Релея;  $M_1, M_3$  – рушійні моменти приводів механізмів повороту стріли та підйому вантажу, зведені відповідно до повороту стріли та приводного барабану механізму підйому вантажу;  $F_2$  – рушійне зусилля гідроциліндра переміщення висувної секції стріли.

Кінетична енергія сумісного руху механізмів повороту та висування секції стріли, а також підйому вантажу виражається наступним чином

$$T = \frac{1}{2} [J_1 + J_2 + m_2 z(z + l)] \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{z}^2 + \frac{1}{2} J_3 \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{y}^2), \quad (4.37)$$

де  $J_1, J_2$  – відповідно моменти інерції корінної секції стріли відносно осі повороту та висувної секції стріли відносно осі її нижнього кінця;  $J_3$  – момент інерції приводу механізму підйому вантажу, зведений до осі повороту приводного барабану;  $m_2, m$  – відповідно маси висувної секції стріли та вантажу;  $x, y$  – горизонтальна та вертикальна координати центру мас вантажу в площині зміни вильоту;  $l$  – довжина висувної секції стріли.

Потенціальна енергія стрілової системи крана при зміні вильоту та підйомі вантажу має такий вигляд

$$\Pi = \frac{1}{2} c [\beta r + (z - z_0) - (u_0 - u)n]^2 + (m_1 y_1 + m_2 y_2 + m y) g, \quad (4.38)$$

де  $c$  – коефіцієнти жорсткості канату механізму підйому вантажу;  $r$  – радіус приводного барабану механізму підйому вантажу;  $n$  – кратність одинарного поліспасти механізму підйому вантажу;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $m_1$  – маса корінної секції стріли;  $y_1, y_2, y$  – вертикальні координати центрів мас відповідно корінної та висувної секцій стріли і вантажу;  $u_0, z_0$  – початкові значення координат відповідно довжини гнучкого підвісу вантажу та переміщення висувної секції стріли.

Дисипативна функція Релея системи має наступний вигляд



$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} = J_2 \ddot{\beta}. \quad (4.48)$$

Знайдемо часткові похідні від потенціальної енергії (4.38) за узагальненими координатами:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \alpha} = \left( m_1 \frac{\partial y_1}{\partial \alpha} + m_2 \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} + m \frac{\partial y}{\partial \alpha} \right) g; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \beta} = cr[\beta r + z - z_0 - (u_0 - u)n]; \quad (4.49)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial z} = -cr[\beta r + z - z_0 - (u_0 - u)n] + \left( m_2 \frac{\partial y_2}{\partial z} + m \frac{\partial y}{\partial z} \right) g; \quad (4.50)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial u} = cn[\beta r + z - z_0 - (u_0 - u)n] + mg \frac{\partial y}{\partial u}; \quad \frac{\partial \Pi}{\partial v} = mg \frac{\partial y}{\partial v}. \quad (4.51)$$

Візьмемо також часткові похідні від функції Релея (4.39) за узагальненими швидкостями стрілової системи:

$$\begin{aligned} \frac{\partial R}{\partial \dot{\beta}} &= b_1 r (\dot{\beta} r + \dot{z} - n \dot{u}); & \frac{\partial R}{\partial \dot{z}} &= b_1 (\dot{\beta} r + \dot{z} - n \dot{u}); \\ \frac{\partial R}{\partial \dot{u}} &= b_1 n (\dot{\beta} r + \dot{z} - n \dot{u}); & \frac{\partial R}{\partial \dot{v}} &= b_2 \dot{v}. \end{aligned} \quad (4.52)$$

Після підстановки виразів (4.42), (4.44),..., (4.52) в систему (4.36) отримаємо диференціальні рівняння руху стрілової системи в сумісному процесі повороту та переміщення висувної секції стріли, а також підйому вантажу:

$$\begin{aligned} [J_1 + J_2 + m_2 z(l + z)] \ddot{\alpha} + m_2 \dot{\alpha} \dot{z}(l + 2z) + m \left[ \ddot{x} \frac{\partial x}{\partial \alpha} + (g + \ddot{y}) \frac{\partial y}{\partial \alpha} \right] = \\ M_1 - \left( m_1 \frac{\partial y_1}{\partial \alpha} + m_2 \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} \right) g; \\ J_2 \ddot{\beta} = M_3 - cr[\beta r - z_0 + z - (u_0 - u)n] - b_1 r (\dot{\beta} r + \dot{z} - n \dot{u}); \\ m_2 \ddot{z} - \frac{1}{2} m_2 (l + 2z) \dot{\alpha}^2 + m \left( \ddot{x} \frac{\partial x}{\partial z} + (\ddot{y} + g) \frac{\partial y}{\partial z} \right) = \\ F_2 - c[\beta r + z - z_0 - (u_0 - u)n] - m_2 g \frac{\partial y_2}{\partial z} - b_1 (\dot{\beta} r + \dot{z} - n \dot{u}); \\ m \left[ \ddot{x} \frac{\partial x}{\partial u} + (g + \ddot{y}) \frac{\partial y}{\partial u} \right] = -cn[\beta r + z - z_0 - (u_0 - u)n] + b_1 n (\dot{\beta} r + \dot{z} - n \dot{u}); \\ m \left[ \ddot{x} \frac{\partial x}{\partial v} + (g + \ddot{y}) \frac{\partial y}{\partial v} \right] = -b_2 \dot{v}. \end{aligned} \quad (4.53)$$

В систему диференціальних рівнянь (4.53) входять часткові та повні похідні координат окремих ланок стрілової системи. Визначимо ці похідні для

динамічної моделі стрілової системи крана, яка представлена на рис. 4.13. Знайдемо часткові похідні координат стріли та вантажу за узагальненими координатами:

$$\frac{\partial y_1}{\partial \alpha} = \frac{1}{2}L \cos \alpha; \quad \frac{\partial y_2}{\partial \alpha} = (z + \frac{l}{2}) \cos \alpha; \quad \frac{\partial y_2}{\partial z} = \sin \alpha; \quad (4.54)$$

$$\frac{\partial x}{\partial \alpha} = -(z + l) \sin \alpha, \quad \frac{\partial y}{\partial \alpha} = (z + l) \cos \alpha; \quad (4.55)$$

$$\frac{\partial x}{\partial z} = \cos \alpha; \quad \frac{\partial y}{\partial z} = \sin \alpha; \quad (4.56)$$

$$\frac{\partial x}{\partial u} = \sin \nu, \quad \frac{\partial y}{\partial u} = -\cos \nu; \quad (4.57)$$

$$\frac{\partial x}{\partial v} = u \cos \nu, \quad \frac{\partial y}{\partial v} = u \sin \nu; \quad (4.58)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial \alpha^2} = -(z + l) \cos \alpha, \quad \frac{\partial^2 y}{\partial \alpha^2} = -(z + l) \sin \alpha; \quad (4.59)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial v^2} = -u \sin \nu, \quad \frac{\partial^2 y}{\partial v^2} = u \cos \nu; \quad (4.60)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial \alpha \partial z} = -\sin \alpha; \quad \frac{\partial^2 y}{\partial \alpha \partial z} = \cos \alpha; \quad (4.61)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial u \partial v} = \cos \nu, \quad \frac{\partial^2 y}{\partial u \partial v} = \sin \nu; \quad (4.62)$$

$$\frac{\partial^2 x}{\partial \alpha \partial u} = \frac{\partial^2 y}{\partial \alpha \partial u} = \frac{\partial^2 x}{\partial \alpha \partial v} = \frac{\partial^2 y}{\partial \alpha \partial v} = 0. \quad (4.63)$$

Визначимо перші повні похідні за часом координат центру мас вантажу від виразів (4.40):

$$\dot{x} = \dot{\alpha} \frac{\partial x}{\partial \alpha} + \dot{z} \frac{\partial x}{\partial z} + \dot{u} \frac{\partial x}{\partial u} + \dot{v} \frac{\partial x}{\partial v}; \quad \dot{y} = \dot{\alpha} \frac{\partial y}{\partial \alpha} + \dot{z} \frac{\partial y}{\partial z} + \dot{u} \frac{\partial y}{\partial u} + \dot{v} \frac{\partial y}{\partial v}. \quad (4.64)$$

З урахуванням перших та других часткових похідних координат, наведених в (4.55),..., (4.58), представимо другі похідні за часом координат центру мас вантажу:

$$\ddot{x} = \ddot{\alpha} \frac{\partial x}{\partial \alpha} + \ddot{z} \frac{\partial x}{\partial z} + \ddot{u} \frac{\partial x}{\partial u} + \ddot{v} \frac{\partial x}{\partial v} + 2\dot{\alpha}\dot{z} \frac{\partial^2 x}{\partial \alpha \partial z} + 2\dot{u}\dot{v} \frac{\partial^2 x}{\partial u \partial v} + \dot{\alpha}^2 \frac{\partial^2 x}{\partial \alpha^2} + \dot{v}^2 \frac{\partial^2 x}{\partial v^2}; \quad (4.65)$$

$$\ddot{y} = \ddot{\alpha} \frac{\partial y}{\partial \alpha} + \ddot{z} \frac{\partial y}{\partial z} + \ddot{u} \frac{\partial y}{\partial u} + \ddot{v} \frac{\partial y}{\partial v} + 2\dot{\alpha}\dot{z} \frac{\partial^2 y}{\partial \alpha \partial z} + 2\dot{u}\dot{v} \frac{\partial^2 y}{\partial u \partial v} + \dot{\alpha}^2 \frac{\partial^2 y}{\partial \alpha^2} + \dot{v}^2 \frac{\partial^2 y}{\partial v^2}. \quad (4.66)$$

Через зусилля в гідроциліндрі 6  $F_1$  визначимо обертальний момент, який здійснює поворот стріли крана

$$M_1 = F_1 h. \quad (4.67)$$

$$\text{Тут } h = \frac{\sqrt{4a^2s^2 - (a^2 - b^2 + s^2)^2}}{2s}; \quad s = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos(\theta - \lambda + \alpha)}. \quad (4.68)$$

Зусилля в приводному гідроциліндрі механізму повороту стріли визначається наступним чином:

$$F_1 = p_n A \sqrt{1 - \frac{A\dot{s}}{Q}}; \quad (4.69)$$

$$\dot{s} = \dot{\alpha} \frac{ab}{s} \sin(\theta - \lambda + \alpha). \quad (4.70)$$

Тут  $h$  – плече дії сили  $F_1$  відносно осі нижнього шарніру стріли;  $p_n$  – робочий тиск в порожнині гідроциліндру підйому стріли;  $A$  – площа поперечного перерізу поршня гідроциліндру підйому стріли;  $Q$  – витрата робочої рідини гідроциліндром повороту стріли;  $a, \theta$  – відповідно довжина стійки кріплення гідроциліндра повороту стріли та кут нахилу її до горизонту;  $b, \lambda$  – довжина важеля дії гідроциліндра на стрілу та кут його нахилу до осі стріли;  $s$  – довжина гідроциліндру в робочому стані.

Зусилля в гідроциліндрі видовження секції стріли представляється залежністю, аналогічною (4.69)

$$F_2 = p_{n2} A_2 \sqrt{1 - \frac{A_2 \dot{z}}{Q_2}}, \quad (4.71)$$

де  $p_{n2}$  – робочий тиск в порожнині гідроциліндру видовження секції стріли;  $A_2$  – площа поперечного перерізу поршня гідроциліндру видовження секції стріли;  $Q_2$  – витрата робочої рідини гідроциліндром видовження секції стріли;  $\dot{z}$  – швидкість переміщення штоку гідроциліндра видовження секції стріли.

Рушійний момент на валу гідромотора механізму підйому вантажу представлений квадратичною залежністю від кутової швидкості валу і виражається наступною залежністю:

$$M = M_p + \left( K \omega_0 - \frac{M_p}{\omega_0} \right) i \dot{\beta} - K i^2 \dot{\beta}^2; \quad (4.72)$$

$$K = \frac{M_n - M_p \left( 1 - \frac{\omega_n}{\omega_0} \right)}{\omega_n (\omega_0 - \omega_n)}, \quad (4.73)$$

де  $M_p, M_n$  – відповідно пусковий та номінальний моменти гідромотора механізму підйому вантажу;  $\omega_n, \omega_0$  – номінальна та синхронна кутові

швидкості валу гідромотора механізму підйому вантажу;  $i$  – передавальне відношення приводу механізму підйому вантажу.

Тоді рушійний момент приводу механізму підйому вантажу, зведений до осі приводного барабану, визначається наступною залежністю

$$M_3 = Mi\eta, \quad (4.74)$$

де  $\eta$  – к.к.д. приводу механізму підйому вантажу.

Система диференціальних рівнянь другого порядку (4.53) разом з виразами (4.54),..., (4.74) є нелінійною, тому для її розв'язування використано чисельний метод. Розв'язування рівнянь здійснюється при наступних початкових умовах сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу:

$$t = 0: \alpha = \alpha_0, \dot{\alpha} = 0, \beta = \frac{mg}{cnr}, \dot{\beta} = 0, u = u_0, \dot{u} = 0, v = 0, \dot{v} = 0, z = z_0, \dot{z} = 0. \quad (7.75)$$

#### **4.2.4 Програма розрахунку динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу**

Розроблена комп'ютерна програма динамічного аналізу сумісного руху механізмів зміни вильоту стріли та підйому вантажу стрілового крана складається з наступних основних блоків:

- 1) вихідних параметрів механізмів зміни вильоту стріли та підйому вантажу, необхідних для проведення розрахунку стрілового крана;
- 2) розв'язування чисельним методом системи нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку сумісного руху механізмів зміни вильоту стріли та підйому вантажу стрілового крана;
- 3) розрахунку кінематичних характеристик ланок механізмів зміни вильоту стріли та підйому вантажу стрілового крана при сумісному русі;
- 4) розрахунку динамічних (силових) характеристик ланок механізмів зміни вильоту стріли та підйому вантажу стрілового крана при сумісному русі;

5) розрахунку енергетичних характеристик ланок механізмів зміни вильоту стріли та підйому вантажу стрілового крана при сумісному русі;

6) побудови графічних залежностей кінематичних характеристик ланок механізмів зміни вильоту стріли та підйому вантажу стрілового крана при сумісному русі;

7) побудови графічних залежностей динамічних характеристик ланок механізмів зміни вильоту стріли та підйому вантажу стрілового крана при сумісному русі;

8) побудови графічних залежностей енергетичних характеристик ланок механізмів зміни вильоту стріли та підйому вантажу стрілового крана при сумісному русі.

#### **4.2.5 Результати досліджень динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу та їх аналіз**

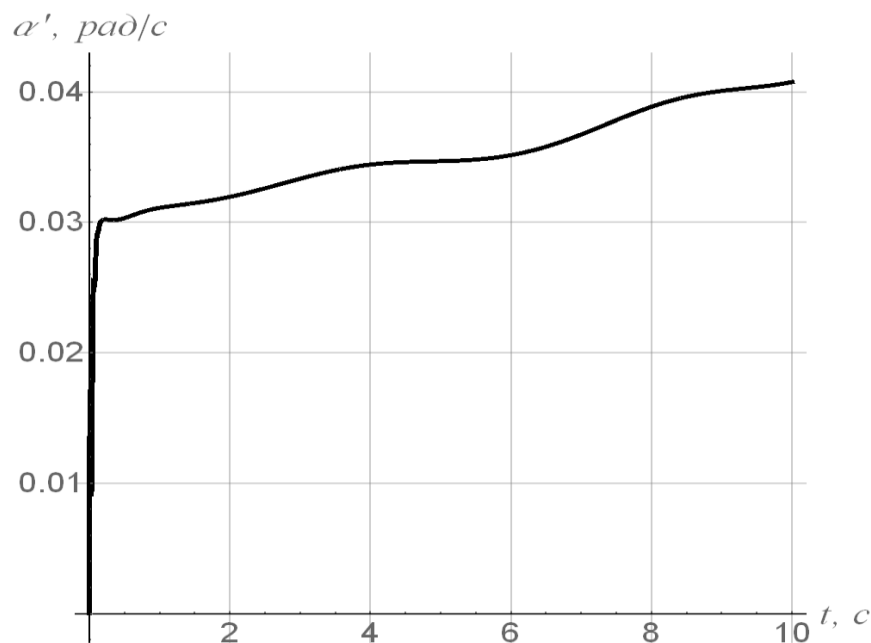
Дослідження динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу здійснені при наступних значеннях параметрів стрілової системи крана:

$$\begin{aligned} m &= 4500 \text{ кг}, m_1 = 1800 \text{ кг}, m_2 = 900 \text{ кг}, J_1 = 48600 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, J_2 = 24300 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, \\ J_3 &= 1183 \text{ кг}\cdot\text{м}^2, c = 1,25 \cdot 10^6 \text{ Нм/рад}, l = 9,0 \text{ м}, L = 9,0 \text{ м}, i = 41,34, \eta = 0,85, \\ p_n &= 14 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}, p_{n2} = 14 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}, A = 0,0314 \text{ м}^2, A_2 = 0,0050 \text{ м}^2, \\ Q &= 0,00178 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, Q_2 = 0,00075 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}, \omega_0 = 157 \text{ рад/с}, \omega_n = 119,25 \frac{\text{рад}}{\text{с}}, u_0 = 6,0 \text{ м}, \\ n &= 4, g = 9,81 \text{ м/с}^2, M_n = 133 \text{ Нм}, M_p = 199,5 \text{ Нм}, a = 1,5 \text{ м}, b = 2,1 \text{ м}, \\ \lambda &= 0,0872 \text{ рад}, \theta = 0,3189 \text{ рад}, \alpha_0 = 0,5857 \text{ рад}, r = 0,208 \text{ м}, b_1 = 1,8 \cdot \\ &10^3 \frac{\text{Н}}{\text{м/с}}, b_2 = 4,5 \cdot 10^3 \frac{\text{Нм}}{\frac{\text{рад}}{\text{с}}}, z_0 = 0. \end{aligned}$$

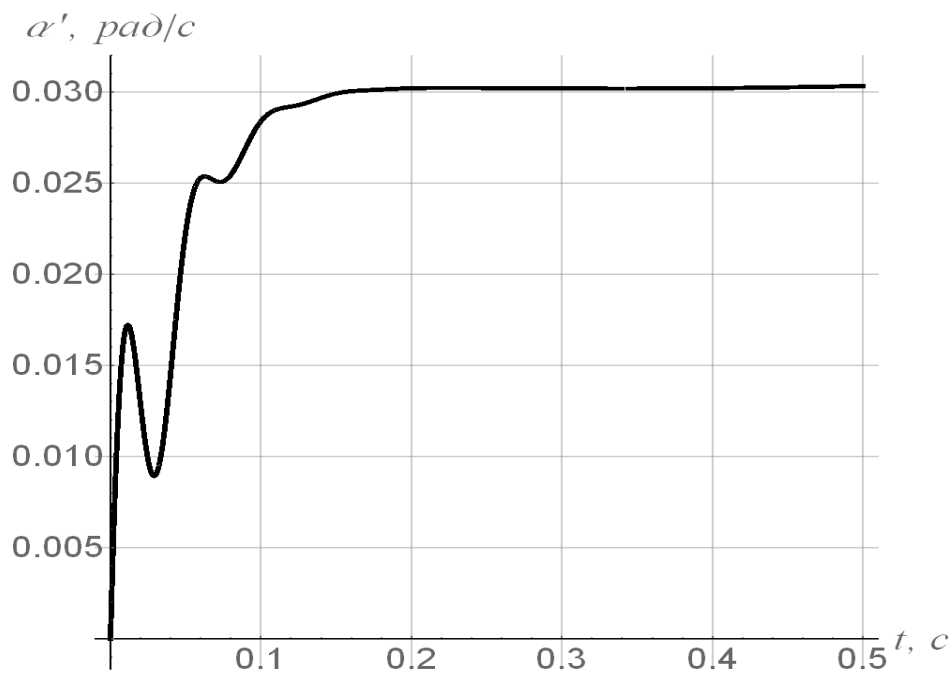
В результаті чисельного розв'язування нелінійної системи диференціальних рівнянь (4.53) з урахуванням виразів (4.54),..., (4.74) при початкових умовах (4.75) процесу сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу стрілового крана з гідроприводом побудовані графічні

залежності кінематичних (рис.4.14–4.20) та динамічних (рис.4.21,...,4.23) характеристик.

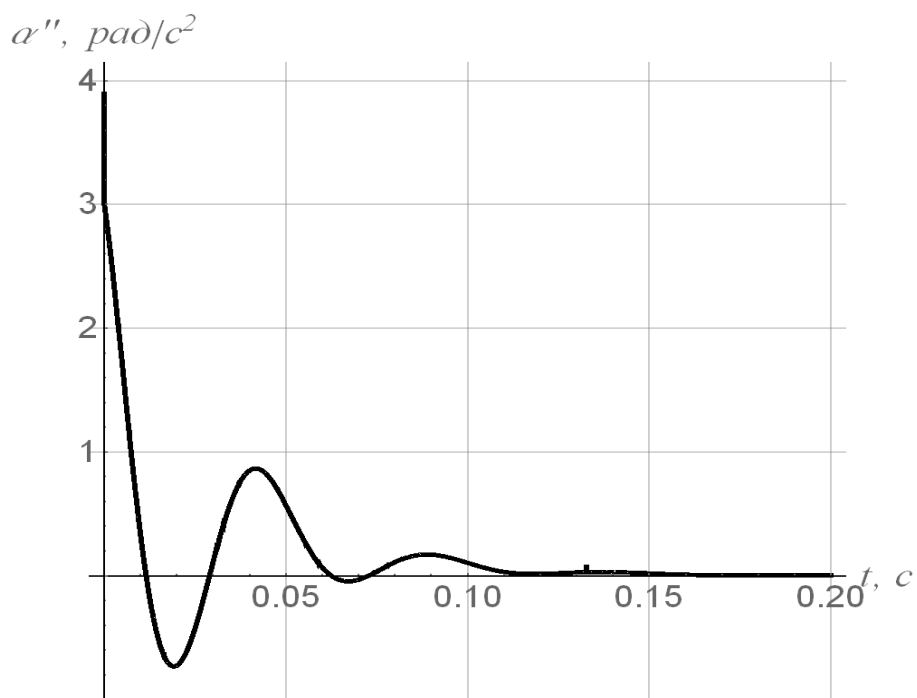
З рис. 4.14, а видно, що кутова швидкість стріли стрімко зростає від нуля до 0,03 рад/с. Після цього вона незначно зростає по мірі підйому стріли до 0,041 рад/с. На ділянці зміни швидкості від 0,01 до 0,03 рад/с (рис. 4.14,б) спостерігаються високочастотні коливання швидкості повороту стріли. Високочастотні коливання швидкості повороту стріли викликані різким зростанням її кутового прискорення на початку пуску механізму підйому стріли, що можна бачити на рис. 4.14,в. Наявність різкого зростання чи зменшення прискорення приводить до появи коливальних процесів в кранових механізмах, що підтверджують отримані результати для механізму підйому стріли.



а)



б)

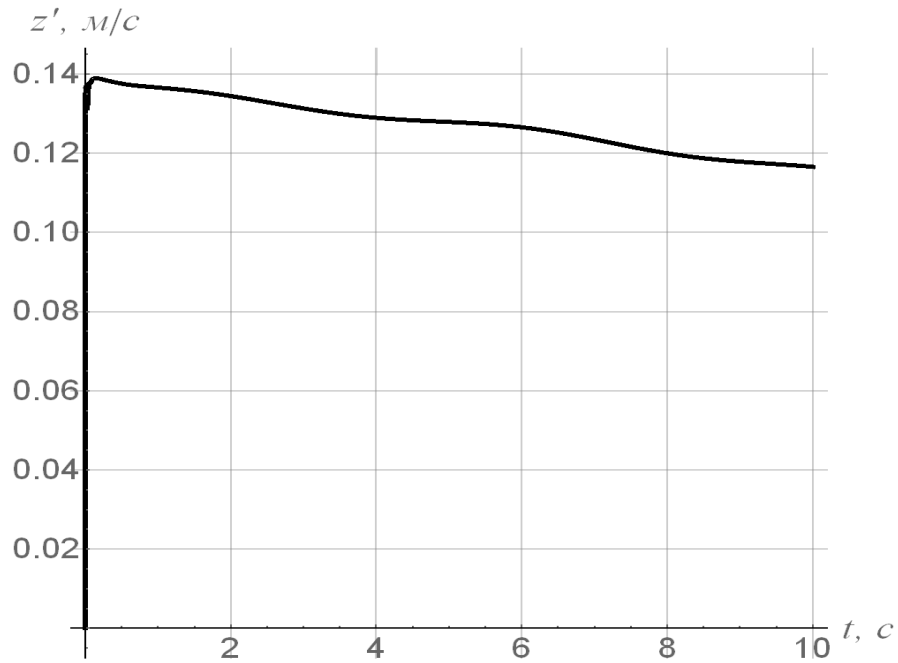


в)

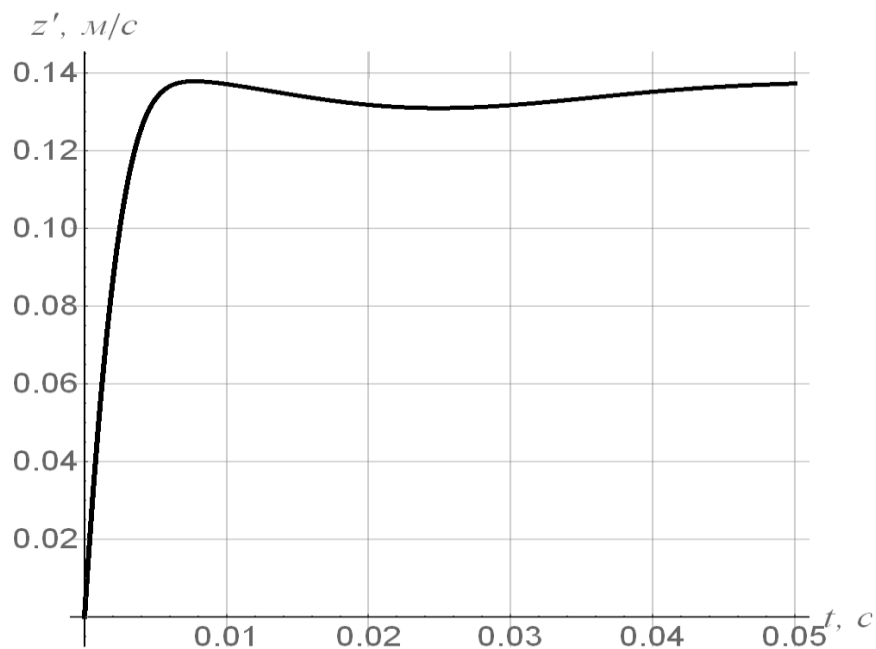
Рисунок 4.14 – Графіки кінематичних характеристик повороту стріли: а, б – кутова швидкість відповідно протягом циклу руху та на початку пуску; в – кутове прискорення на початку пуску

З рис. 4.15, а можна бачити, що швидкість висування секції стріли різко зростає від нуля до 0,14 м/с, а після чого поступово спадає до 0,12 м/с в кінці

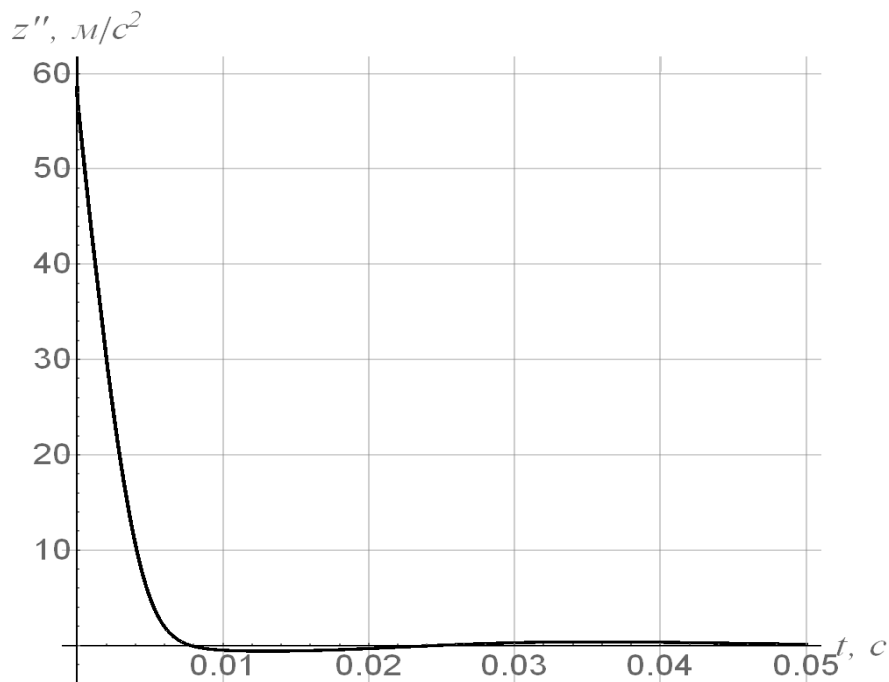
циклу руху. При цьому спостерігається плавна зміна швидкості і відсутність високочастотних коливань (рис.4.15,б). Це пов'язано з тим, що прискорення з  $6,1 \text{ м/с}^2$  спадає до нуля за досить незначний проміжок часу, але плавно без коливань (рис. 4.15,в).



а)



б)



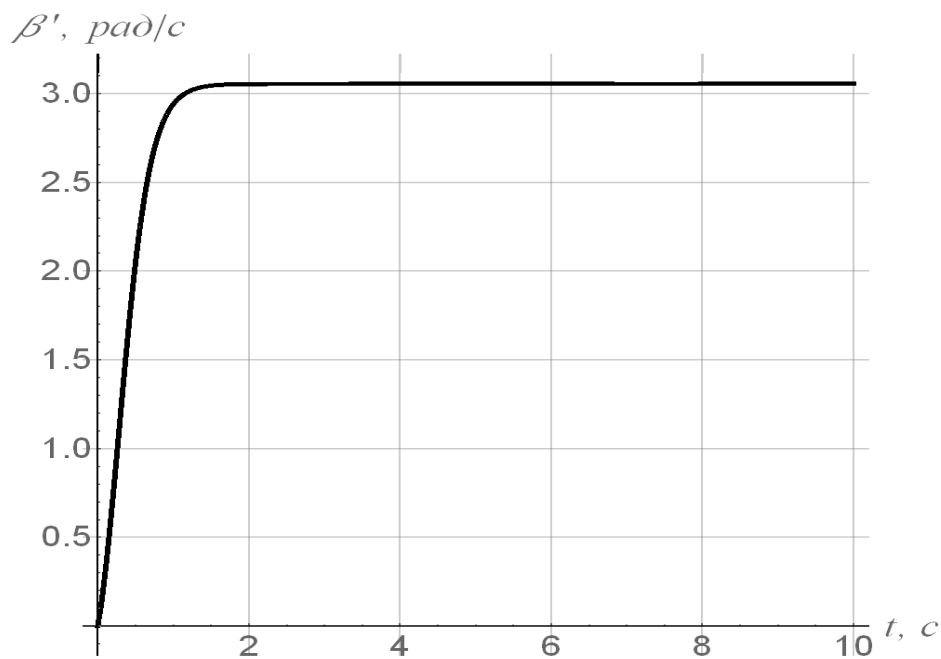
в)

Рисунок 4.15 – Графіки кінематичних характеристик висувної секції стріли:  
 а, б – швидкість відповідно протягом циклу руху та на початку пуску; в –  
 прискорення на початку пуску

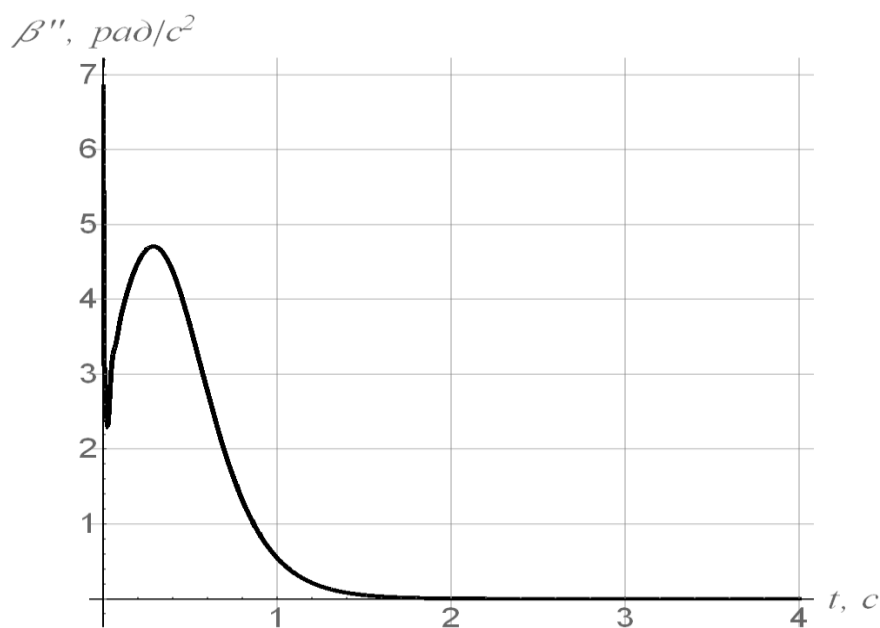
На відміну від кутової швидкості стріли (рис.4.14,а, 4.14,б) кутова швидкість приводного барабану механізму підйому вантажу (рис.2.4,а) плавно зростає від нуля до усталеного значення 3,1 рад/с протягом 1,5 с. Це підтверджує також графік зміни кутового прискорення приводного барабану (рис.4.16,б).

На ділянці пуску приводного барабану прискорення від 6,9 до 2,3 рад/с<sup>2</sup> майже миттєво спадає. Потім плавно зростає до максимального значення 4,8 рад/с і в подальшому спадає плавно до нуля.

Такий характер зміни прискорення в процесі пуску приводного барабана не приводить до появи високочастотних коливань в системі механізму підйому вантажу.



a)



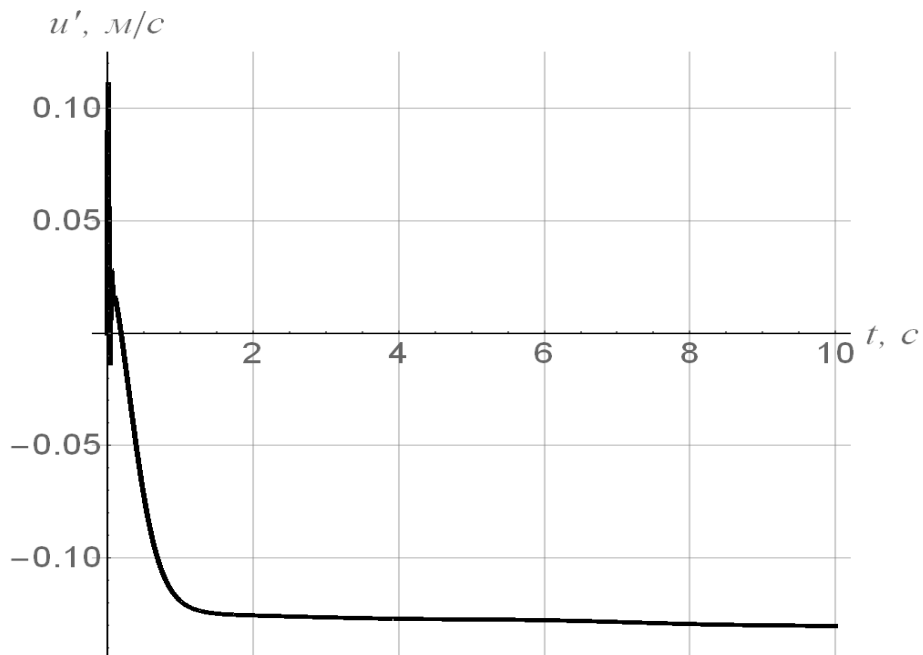
б)

Рисунок 4.16 – Графіки кутової швидкості – а та прискорення – б приводного барабана механізму підйому вантажу

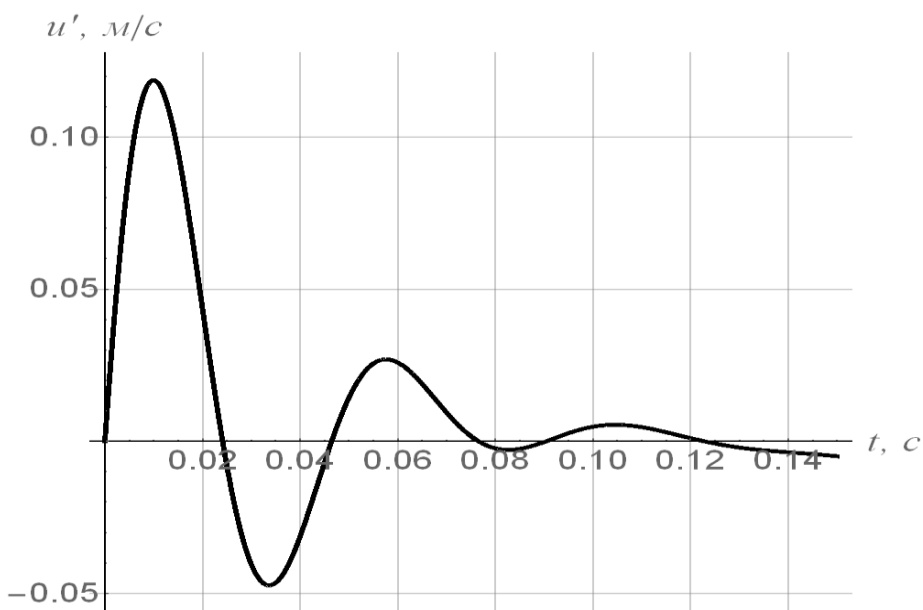
На початку пуску механізму підйому швидкість вантажу зростає від нуля до 0,14 м/с і направлена протилежно запрограмованому руху (рис.4.17,б). Ця швидкість за досить нетривалий час в коливальному режимі спадає до нуля

(рис.4.17,б). Після чого вантаж починає рухатись в бажаному напрямку в процесі підйому (рис.4.17, а).

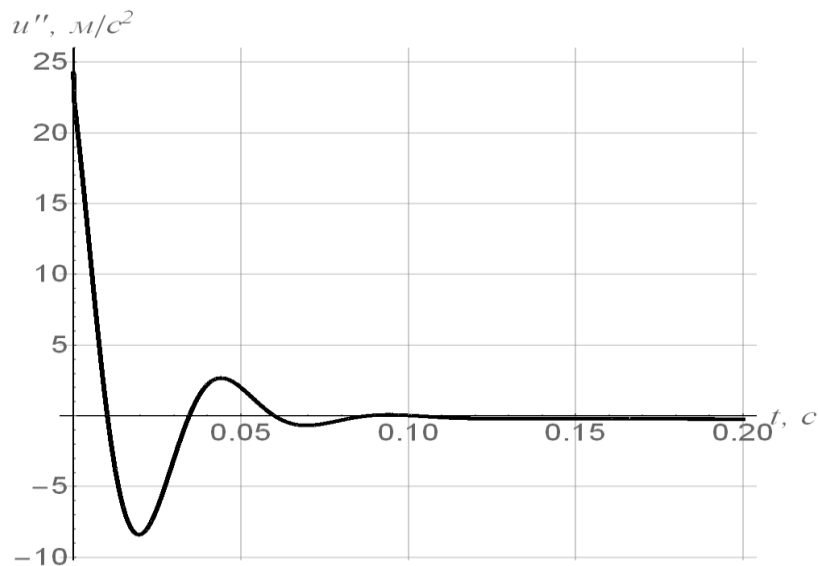
На початковому етапі пуску прискорення вантажу зменшується в коливальному режимі від  $25 \text{ м/с}^2$  протягом  $0,1 \text{ с}$  (рис.4.17,в). Після цього процесу швидкість вантажу (зміни довжини гнучкого підвісу) змінюється плавно і переходить в рівномірний рух (рис.4.17,а).



а)



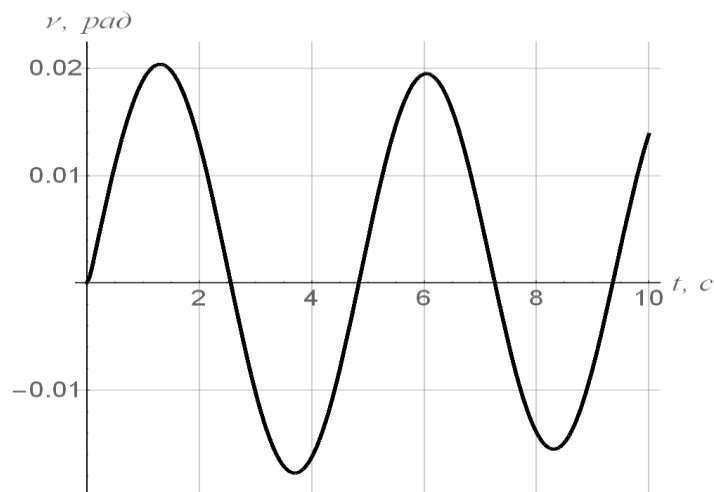
б)



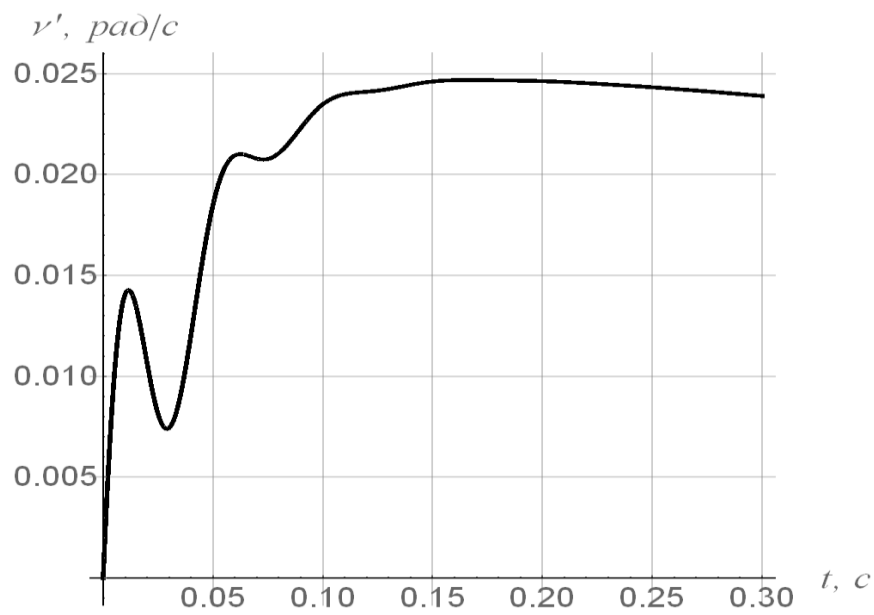
в)

Рисунок 4.17. Графіки кінематичних характеристик зміни довжини гнучкого підвісу вантажу: а, б – швидкість відповідно протягом циклу руху та на початку пуску; в – прискорення на початку пуску

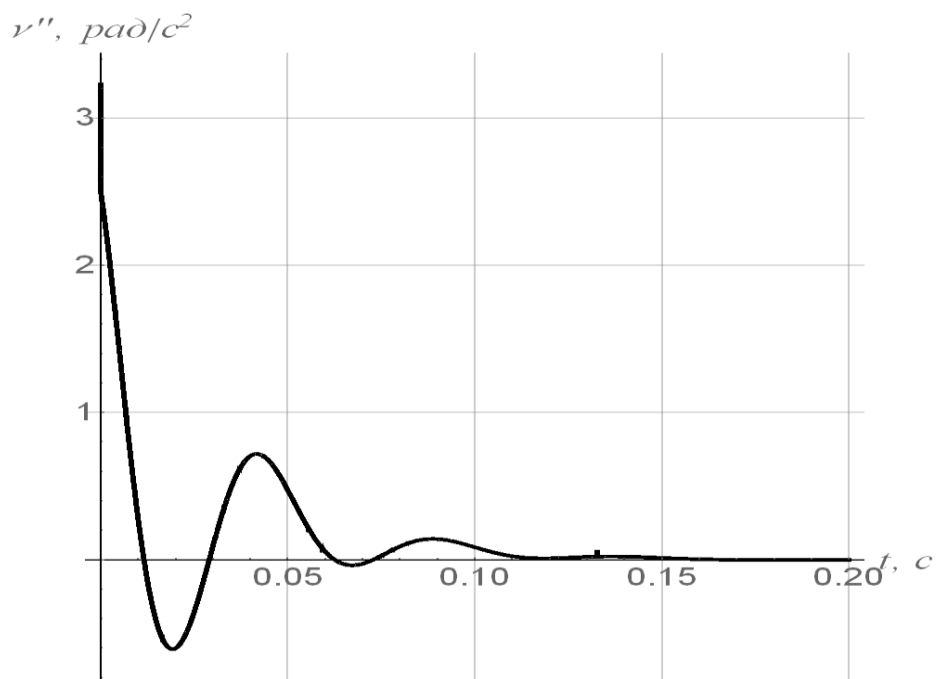
З рис.4.18, а видно, що вантаж в процесі зміни вильоту здійснює маятникові низькочастотні затухаючі коливання. При цьому на початку пуску на низькочастотні коливання накладаються високочастотні коливання (рис.4.18,б), які протягом 0,1 с затухають. Також на початку пуску діє прискорення  $3,2 \text{ рад/с}^2$ , яке з часом в коливальному режимі спадає до нуля (рис. 4.18, в). Це прискорення є причиною виникнення низькочастотних коливань вантажу на гнучкому підвісі.



а)



б)



в)

Рисунок 4.18 – Кінематичні характеристики коливань вантажу на гнучкому підвісі: а – відхилення гнучкого підвісу від вертикалі; б, в – відповідно швидкість та прискорення на початку пуску

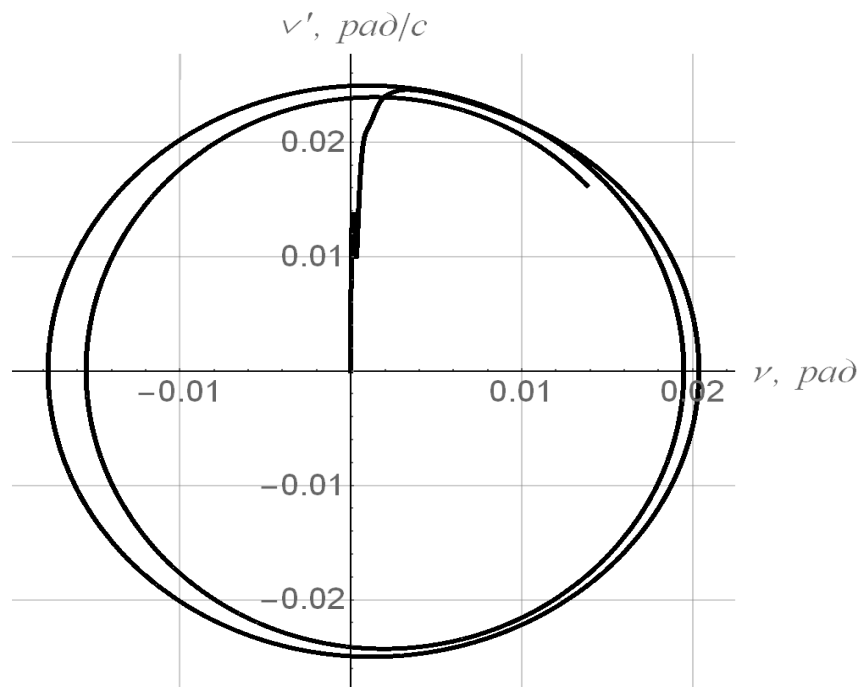
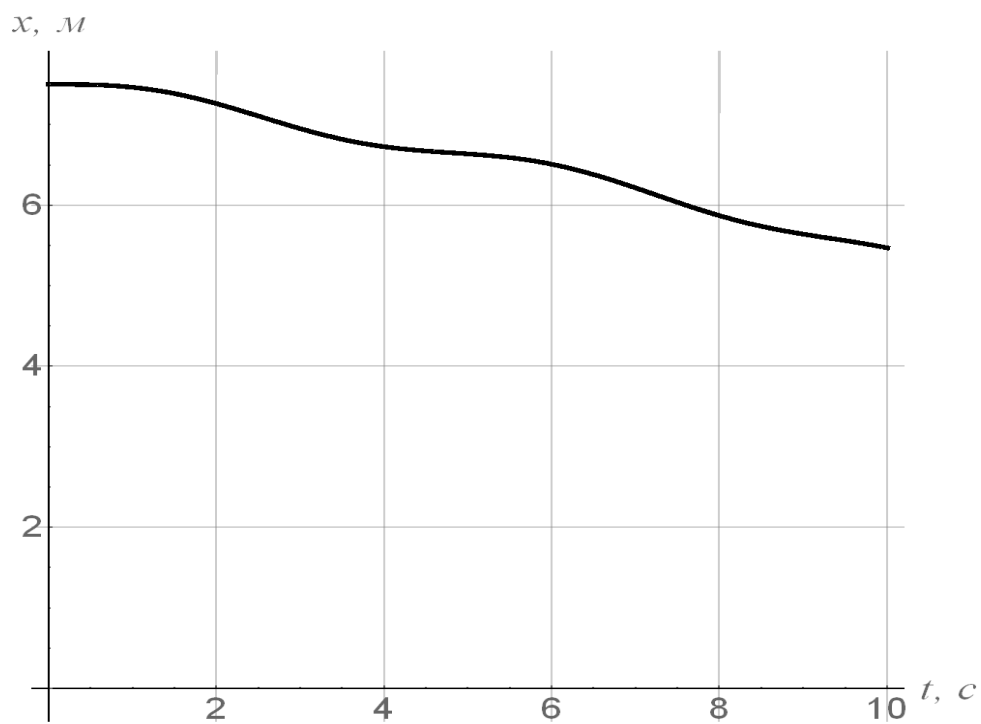
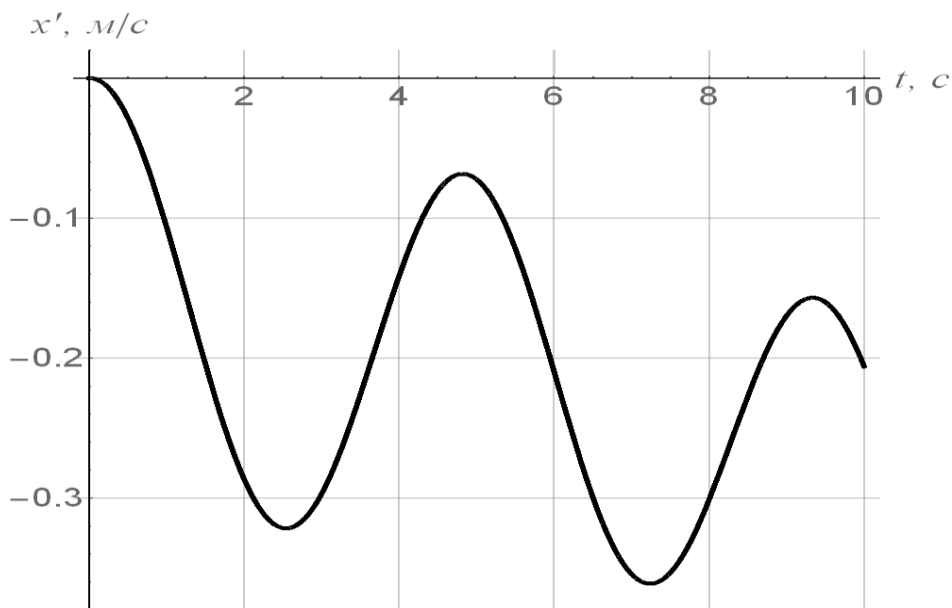


Рисунок 4.19 – Фазовий портрет коливань вантажу на гнучкому підвісі

За час розглянутого руху стрілової системи крана маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі затухають досить повільно, про що свідчить фазовий портрет коливань, який наведено на рис.4.19. Також про повільне затухання коливань показують залежності переміщення та швидкості вантажу при зміні вильоту (рис.4.20). З графіків переміщення (рис.4.20,а) та зміни швидкості (рис.4.20,б) вантажу в процесі зміни вильоту видно, що виліт вантажу здійснюється в коливальному режимі, що приводить до зниження продуктивності виконання транспортних та монтажних операцій стріловими кранами. Причиною такого руху вантажу в процесі зміни вильоту є маятникові коливання вантажу на гнучкому підвісі, які затухають досить повільно.



а)

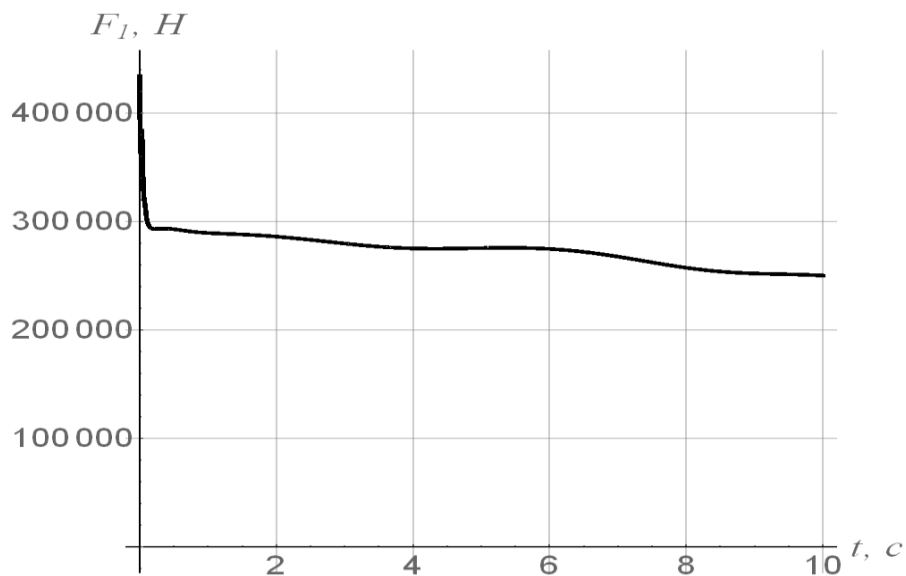


б)

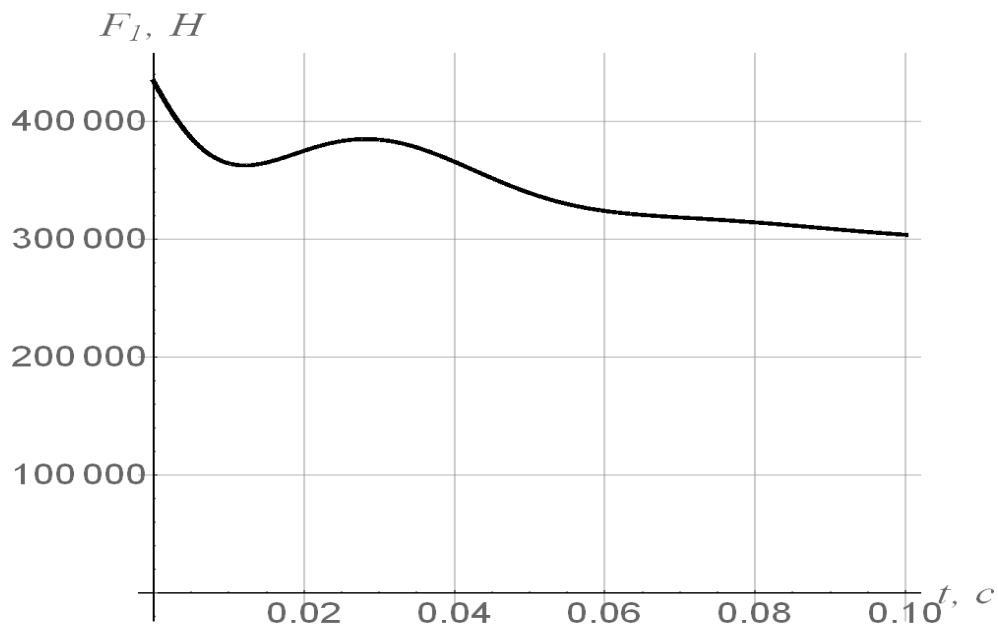
Рисунок 4.20 – Графіки переміщення – а та швидкості – б вантажу при зміні вильоту

На рис. 4.21 наведено графіки зміни рушійного зусилля в гідроциліндрі механізму підйому стріли на початку руху (рис.4.21,а) та протягом циклу руху

(рис.4.21,б). З рис.4.21,б можна бачити, що рушійне зусилля миттєво зростає до максимального значення 430 кН, а після цього достатньо швидко спадає до 300 кН. На цій ділянці спостерігаються високочастотні коливання рушійного зусилля. В подальшому при підйомі стріли рушійне зусилля в гідроциліндрі монотонно спадає і в кінці циклу руху досягає значення 250 кН (рис.4.21,а).



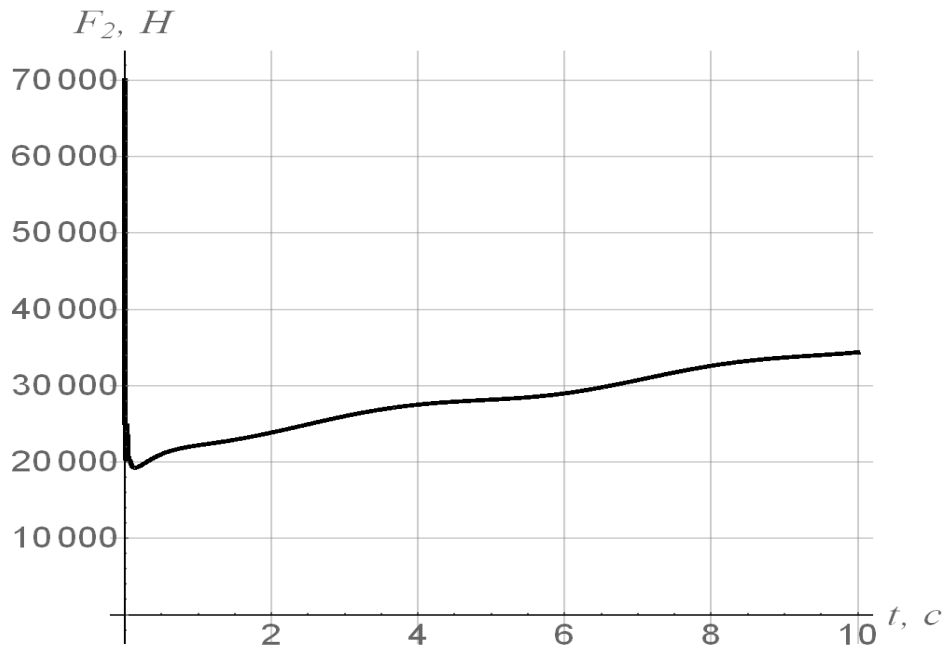
а)



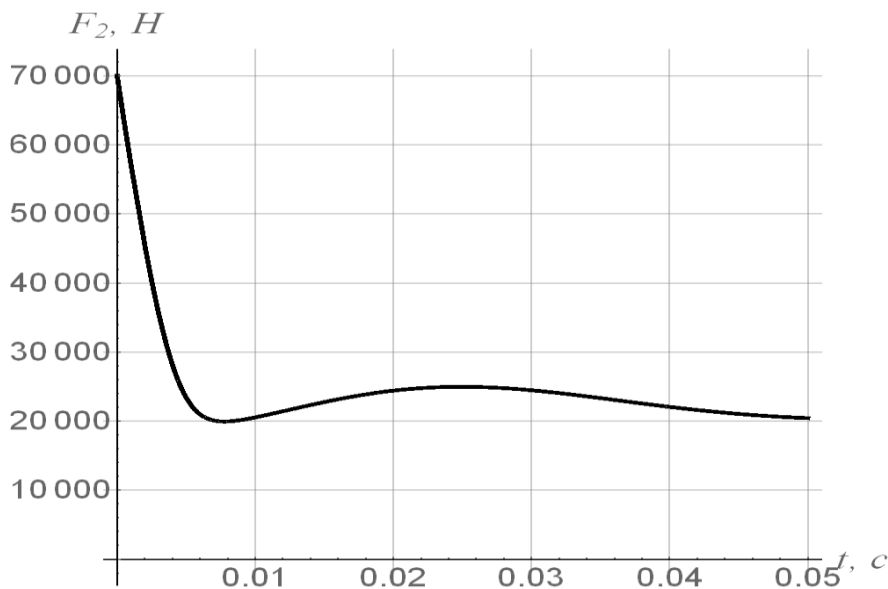
б)

Рисунок 4.21 - Графіки зміни рушійної сили механізму підйому стріли: а – протягом всього циклу руху; б – на початку процесу пуску

Рушійне зусилля в гідроциліндрі висування секції стріли (рис.4.22,а) змінюється від максимального значення (70 кН) до мінімально (20 кН), а потім монотонно зростає і в кінці циклу руху становить 34 кН. З рис.4.22,б видно, що на початку руху рушійне зусилля спадає достатньо швидко, але плавно, без коливань, до мінімального значення, де є незначні високочастотні коливання



а)



б)

Рисунок 4.22. Графіки зміни рушійної сили механізму висування секції стріли: а – протягом всього циклу руху; б – на початку процесу пуску

Рушійний момент приводу механізму підйому вантажу (рис.4.23) від пускового значення 6000 Нм монотонно зростає до максимального значення 8125 Нм, після чого плавно спадає до усталеного значення 2200 Нм. Такий режим зміни рушійного моменту забезпечує плавний рух механізму підйому вантажу, як на ділянці пуску, так і під час усталеного руху.

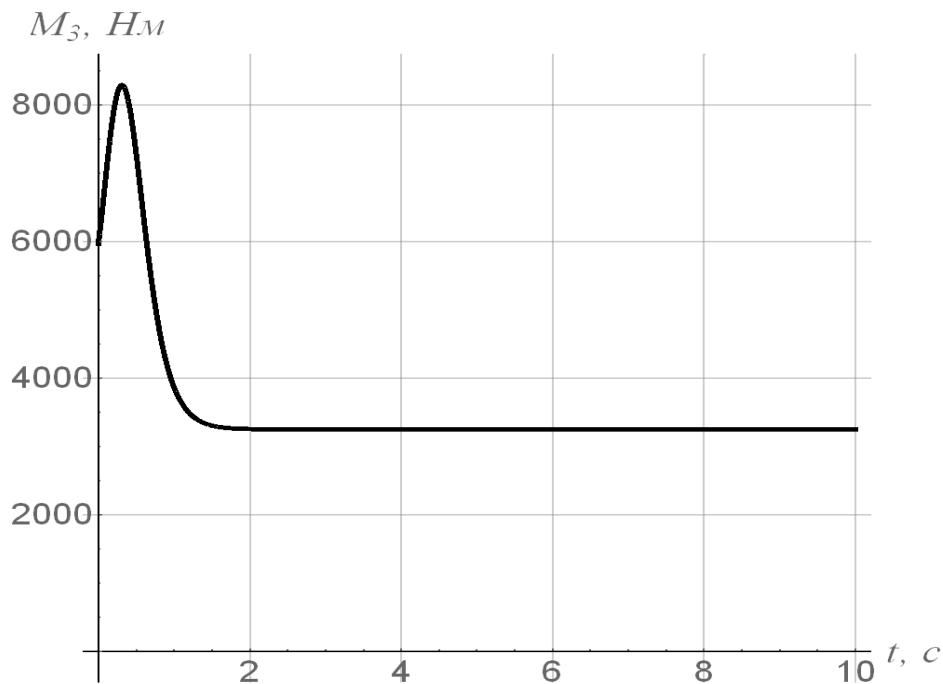


Рисунок 4.23 – Графік зміни рушійного моменту на приводному барабані механізму підйому вантажу

### 4.3 Оптимізація сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу

#### 4.3.1 Постановка проблеми оптимізації

З метою підвищення продуктивності стрілових кранів здійснюють суміщення рухів механізмів підйому стріли та вантажу. При сумісному пуску цих механізмів в елементах стрілової системи крана виникають підвищені динамічні навантаження та коливання елементів конструкції крана та вантажу на гнучкому підвісі. Найбільший небажаний вплив ці навантаження мають

тоді, коли механізми підйому стріли та вантажу здійснюють сумісні перехідні процеси (пуск, гальмування або зміна швидкості руху). В цьому випадку зростають просторові коливання вантажу на гнучкому підвісі, які приводять до підвищення енергетичних витрат, зниження продуктивності та надійності стрілової системи крана, а також ускладнюють роботу обслуговуючого персоналу та кранівника.

В зв'язку з чим виникає проблема вибору режимів сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу, які мінімізують динамічні навантаження і усувають коливання в елементах конструкції крана та вантажу на гнучкому підвісі. Вирішення поставленої проблеми може бути здійснено шляхом проведення оптимізації сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крана.

#### **4.3.2 Короткий аналіз публікацій за обраною темою**

Ефективність роботи стрілових кранів залежать від величини динамічних навантажень, що діють на елементи конструкції та характеру їхньої зміни в часі. Питанням дослідження динаміки руху вантажопідйомних кранів і, зокрема стрілових, приділено значну увагу [39-44]. В роботі [39] проведені дослідження динаміки транспортування вантажів кранами перевантажувачами. Тут основна увага приділена впливу коливань вантажу з гнучким підвісом вантажу на динаміку конструкції та позиціонування вантажу. Авторами статті [40] проведений динамічний аналіз руху контейнерного крана з урахуванням ефекту зчеплення між вантажем та захватним пристроєм (спайдером). Динамічні навантаження мають значний вплив під час пуску та гальмування кранових механізмів [40]. Праця [41] присвячена моделюванню динаміки руху баштового крана під час тестування роботи окремих механізмів крана. В роботі [42] здійснено динамічне моделювання блоку шківів підйомного механізму та визначено динамічні навантаження, що діють в розглянутій системі. В роботі [43] проведено моделювання, динамічний аналіз

та здійснено керування рухом стріловим краном з п'ятисекційною висувною стрілою. Для виявлення навантажень авторами статті [44] здійснено динамічний аналіз мостового крана з декількома підйомними механізмами. Зменшення виявлених динамічних навантажень досягнуто за рахунок цілеспрямованого керування приводними механізмами крана. Важливий вплив на динаміку руху стрілових кранів має розгойдування вантажу на гнучкому підвісі. В роботі [45] розроблено математичну модель нелінійного оптимального керування для роботизованого баштового крана із заниженим по потужності приводним механізмом, яка дозволяє здійснювати оптимальне керування кранових систем при підніманні і опусканні вантажу. В роботі [46] здійснено адаптивне керування проти розгойдування судового крана з коливальними рухами на основі розробленої нейронної мережі. В дослідженні [47] показано, що зменшення динамічних навантажень та розгойдування вантажу на гнучкому підвісі підвищує надійність стрілових кранів. В роботі [48] розроблено математичну модель динаміки руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана з балочною стрілою та здійснено динамічний аналіз сумісного руху наведених механізмів.

При суміщенні роботи приводних механізмів значно зростають динамічні навантаження в елементах конструкції та приводах стрілових кранів [49,50]. В роботі [49] застосовані чисельні методи для моделювання та дослідження динаміки руху і візуалізації детальної роботи механізмів вантажопідйомного крана. В роботі [50] досліджена динаміка двострілового крана з нелінійною ПД системою.

Для зменшення динамічних навантажень та коливань вантажу на гнучкому підвісі здійснюють керування рухом стрілових кранів. В статті [51] здійснено керування механізмом повороту вантажу шляхом використання нейронної мережі для формування вхідних даних стрілового крана. В роботі [52] розроблено систему контролю зворотного зв'язку планування підсилення баштових кранів із компенсацією тертя в механізмах. З метою зменшення

динамічних навантажень в роботі [53] здійснено керування коливаннями маятникової балки баштового крана з тонкою стрілою.

Авторами статті [54] розроблено метод контролю та керування рухом механізмами стрілового крана. В роботі [55] розглянуті питання керування розгойдуванням вантажу та характеристиками вібрації стрілових кранів, які дозволяють зменшити навантаження на елементи конструкцій. Авторами роботи [56] для зменшення навантажень здійснено експериментальне моделювання та керування механізмами баштового крана.

Важливий вплив на мінімізацію динамічних навантажень в кранових механізмах має оптимізація їхніх параметрів та режимів руху. Автором статті [57] здійснено керування динамікою руху баштовим краном з молотковим оголовком та двома підйомними механізмами. При розв'язуванні цих задач широко використовувались метаевристичні методи оптимізації [58]. Основні досягнення оптимізації методами ройових технологій наведені в працях [59-61]. В роботі [62] проведено моделювання динаміки баштового крана та здійснено оптимальне керування рухами виконавчих механізмів для усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі. За критерій оптимізації використано квадратичний функціонал, де в основу покладені фундаментальні принципи механіки. Достатньо близький підхід до оптимізації режимів руху кранових механізмів здійснено авторами роботи [63]. Тут в якості критеріїв оптимізації використовуються інтегральні функціонали у вигляді середньоквадратичних значень рушійних сил приводів, швидкості та пришвидшення їхньої зміни в часі, а також сумарної потужності приводів [64]. При цьому також збільшується розгойдування вантажу на гнучкому підвісі [51]. В роботах [52,53] досліджувалась динаміка сумісного руху механізмів підйому та зміни вильоту вантажу для різних типів і конструкцій вантажопідйомних кранів. При цьому встановлювались причини виникнення коливань вантажу на гнучкому підвісі.

Аналіз проведених досліджень показав, що значна увага приділяється дослідженням динаміки руху вантажопідйомних кранів, методам їхнього

керування та оптимізації параметрів і режимів руху кранових механізмів. Тому наведені проблеми є актуальними і потребують подальших досліджень, зокрема, при сумісному русі механізмів підйому стріли та вантажу.

Мета досліджень полягає в підвищенні ефективності роботи стрілового крану шляхом оптимізації режимів сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу.

### 4.3.3 Постановка задачі оптимізації сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу

Сумісну роботу механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крану представляємо дискретною динамічною моделлю, яка представлена в пункті 4.1.3 на рис.4.1. В цій моделі стріла 1 представлена абсолютно твердою ланкою, що обертається відносно нижнього шарніру з моментом інерції  $J_1$  відносно осі повороту. Вона приводиться в рух за допомогою гідроциліндра 2, який створює обертальний момент  $M_1$  відносно осі її повороту. Підйом вантажу 3 масою  $m$  здійснюється за допомогою приводу механізму підйому, який зведено до приводного барабану 4 з моментом інерції моделі  $J_2$ . Канат з коефіцієнтом жорсткості  $c$  одинарного поліспасти 5 кратністю  $n$  одним кінцем намотується на барабан 4, а іншим прикріплюється до оголовку стріли 1.

Наведена динамічна модель сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу являє собою механічну систему з чотирма ступенями вільності. За узагальнені координати такої системи прийняті кутові координати повороту стріли  $\alpha$  та барабану  $\beta$ , а також лінійні координати довжини гнучкого підвісу вантажу  $u$  та його вильоту  $x$ . При цьому кутлова координата відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу визначається наступною залежністю

$$v = \frac{x - L \cos \alpha}{u}, \quad (4.76)$$

де  $L$  – довжина стріли.

Визначимо також вертикальні координати центрів мас стріли та вантажу:

$$y_1 = l \sin \alpha; \quad (4.77)$$

$$y = L \sin \alpha - u \cos \nu, \quad (4.78)$$

де  $l$  – положення центру мас стріли відносно її нижнього шарніру.

Для побудови математичної моделі сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу використаємо рівняння Лагранжа другого роду:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial T}{\partial \alpha} &= M_1 - \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} - \frac{\partial T}{\partial \beta} &= M_2 - \frac{\partial \Pi}{\partial \beta}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{u}} - \frac{\partial T}{\partial u} &= -\frac{\partial \Pi}{\partial u}; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} - \frac{\partial T}{\partial x} &= -\frac{\partial \Pi}{\partial x}. \end{aligned} \quad (4.79)$$

Тут  $T$ ,  $\Pi$  – кінетична та потенціальна енергія відповідно, які визначаються наступним чином:

$$T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} m (\dot{u}^2 + \dot{x}^2); \quad (4.80)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} c (\beta r - (u_0 - u)n)^2 + (m_1 l + mL)g \sin \alpha - mgu \cos \nu. \quad (4.81)$$

Тут  $m_1$  – маса стріли;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $u_0$  – довжина гнучкого підвісу вантажу на початку руху;  $\nu$  – кутова координата відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу;  $r$  – радіус приводного барабана механізму підйому вантажу.

Візьмемо похідні від виразів (4.80) і (4.81) відповідно до системи (4.79), в результаті чого отримаємо:

$$\frac{\partial T}{\partial \alpha} = \frac{\partial T}{\partial \beta} = \frac{\partial T}{\partial u} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0; \quad (4.82)$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = J_1 \dot{\alpha}; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} = J_2 \dot{\beta}; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{u}} = m \dot{u}; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m \dot{x}; \quad (4.83)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} = J_1 \ddot{\alpha}; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} = J_2 \ddot{\beta}; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{u}} = m \ddot{u}; \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{x}} = m \ddot{x}; \quad (4.84)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \alpha} = (m_1 l + mL)g \cos \alpha + mgu \frac{\partial \nu}{\partial \alpha} \sin \nu; \quad (4.85)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \beta} = cr(\beta r - (u_0 - u)n); \quad (4.86)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial u} = cn(\beta r - (u_0 - u)n) - mg(\cos \nu - u \frac{\partial \nu}{\partial u} \sin \nu); \quad (4.87)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x} = mgu \frac{\partial v}{\partial x} \sin v. \quad (4.88)$$

Враховуючи те, що кутова координата відхилення гнучкого підвісу вантажу  $v$  не перевищує 12 градусів, то можна вважати, що  $\sin v \approx v$ , а  $\cos v \approx 1$ . Крім того, зробимо заміну

$$p = x - L \cos \alpha. \quad (4.89)$$

Виходячи з наведеного, а також з врахуванням залежності (4.76) та її похідних по узагальнених координатах, вирази (4.85), (4.87) і (4.88) прийматимуть такий вигляд:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \alpha} = ((m_1 l + mL) \cos \alpha + mL \frac{p}{u} \sin \alpha) g; \quad (4.90)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial u} = cn(\beta r - (u_0 - u)n) - mg \left[ \frac{p^2}{u^2} + 1 \right]; \quad (4.91)$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x} = mg \frac{p}{u}. \quad (4.92)$$

В результаті підстановки виразів (4.82), (4.84), (4.86), (4.89),..., (4.92) в систему (4.79) знайдемо диференціальні рівняння сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу:

$$J_1 \ddot{\alpha} = M_1 - ((m_1 l + mL) \cos \alpha + mL \frac{p}{u} \sin \alpha) g;$$

$$J_2 \ddot{\beta} = M_2 - cr(\beta r - (u_0 - u)n); \quad (4.93)$$

$$m \ddot{u} = -cn(\beta r - (u_0 - u)n) - mg \left[ \frac{p^2}{u^2} + 1 \right];$$

$$\ddot{x} = -g \frac{p}{u}.$$

Під час сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу в елементах конструкції та приводних механізмів зростають динамічні навантаження, які приводять до розгойдування вантажу на гнучкому підвісі. Крім того, збільшуються енергетичні витрати приводних механізмів, які приводять до зношування елементів конструкції крана. Все це приводить до зниження ефективності роботи крана. В зв'язку з чим є потреба в оптимізації режимів сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу, які б мінімізували енергетичні витрати. Тому за критерій оптимізації режиму пуску механізмів використаємо середньоквадратичне за час пуску значення

сумарної потужності приводів підйому стріли та вантажу, яке представляється залежністю

$$P_{ck} = \left[ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left\{ (M_1 \dot{\alpha})^2 + (M_2 \dot{\beta})^2 \right\} dt \right]^{1/2} \rightarrow \min. \quad (4.94)$$

Критерій (4.94) являє собою інтегральний функціонал, який необхідно мінімізувати при таких крайових умовах пуску механізмів повороту:

$$t = 0: \alpha = \alpha_0, \dot{\alpha} = 0, \beta = \frac{mg}{cnr}, \dot{\beta} = 0, u = u_0, \dot{u} = 0; x = x_0, \dot{x} = 0; \quad (4.95)$$

$$t = t_1: \alpha = \alpha_0 + \frac{\omega_1 t_1}{2}, \dot{\alpha} = \omega_1, \beta = \frac{mg}{cnr} + \frac{\omega_2 t_1}{2}, \dot{\beta} = \omega_2, u = u_0 - \frac{v_2 t_1}{2}, \\ \dot{u} = v_2, x = x_0 - \frac{v_1 t_1}{2}, \dot{x} = v_1. \quad (4.96)$$

та обмеженнях на рушійні моменти  $M_1$  і  $M_2$  приводів механізмів підйому стріли та вантажу відповідно:

$$M_{1min} \leq M_1 \leq M_{1max}; \quad (4.97)$$

$$M_{2min} \leq M_2 \leq M_{2max}. \quad (4.98)$$

Тут  $t$  – координата часу;  $t_1$  – тривалість сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу;  $\omega_1, \omega_2$  – усталені кутові швидкості повороту відповідно стріли та приводного барабану механізму підйому вантажу;  $\alpha_0, x_0$  – початкові положення відповідно стріли та вильоту вантажу;  $v_1, v_2$  – усталені швидкості відповідно зміни вильоту та підйому вантажу;  $M_{1min}$  та  $M_{1max}$  – мінімально та максимально допустимі значення рушійного моменту приводу механізму підйому стріли;  $M_{2min}$  та  $M_{2max}$  – мінімально та максимально допустимі значення рушійного моменту приводу механізму підйому вантажу.

В оптимізаційній задачі (4.93),..., (4.98) необхідно знайти режими сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крану, які мінімізують критерій (4.94) і забезпечують крайові умови (4.95) і (4.96) та обмеження (4.97) і (4.98).

Представимо критерій (4.94) функцією узагальнених координат підйому стріли  $\alpha$  та зміни вильоту вантажу  $x$ . Для цього з першого та другого рівнянь

системи (4.93) виразимо рушійні моменти приводів механізмів підйому стріли та вантажу:

$$M_1 = J_1 \ddot{\alpha} + ((m_1 l + mL) \cos \alpha + mL \frac{p}{u} \sin \alpha) g; \quad (4.99)$$

$$M_2 = J_2 \ddot{\beta} + cr(\beta r - (u_0 - u)n). \quad (4.100)$$

З останнього рівняння системи (4.93) виразимо координату відхилення вантажу від вертикалі в площині зміни вильоту

$$p = -\frac{u\ddot{x}}{g}. \quad (4.101)$$

Враховуючи вираз (4.89), знайдемо:

$$\cos \alpha = \frac{x-p}{L}; \quad \sin \alpha = \sqrt{1 - [(x-p)/L]^2}. \quad (4.102)$$

Із першої залежності виразів (4.102) виразимо узагальнену координату повороту стріли

$$\alpha = \arccos \frac{(x-p)}{L}. \quad (4.103)$$

Взявши похідні за часом від виразу (4.103), знайдемо кутову швидкість та прискорення стріли:

$$\dot{\alpha} = -\frac{\dot{x}-\dot{p}}{L \sin \alpha}; \quad \ddot{\alpha} = -\frac{1}{L} \frac{(\ddot{x}-\ddot{p}) \sin \alpha - (\dot{x}-\dot{p}) \dot{\alpha} \cos \alpha}{(\sin \alpha)^2}. \quad (4.104)$$

В залежності (4.104) входять похідні за часом від виразу (4.101), тому знайдемо їх:

$$\dot{p} = \frac{\dot{u}\ddot{x} + u\ddot{\ddot{x}}}{g}; \quad \ddot{p} = \frac{\ddot{u}\ddot{x} + 2\dot{u}\ddot{\ddot{x}} + u\ddot{\ddot{\ddot{x}}}}{g}. \quad (4.105)$$

Також з передостаннього рівняння системи (4.93) виразимо кутову координату повороту приводного барабану механізму підйому вантажу

$$\beta = \frac{n}{r} (u_0 - u) + \frac{m}{cnr} \left[ g \left( \frac{p^2}{u^2} + 1 \right) - \ddot{u} \right]. \quad (4.106)$$

Взявши першу та другу похідні за часом від виразу (4.106), знайдемо кутову швидкість та прискорення приводного барабану механізму підйому вантажу:

$$\dot{\beta} = -\frac{n}{r} \dot{u} + \frac{m}{cnr} \left[ 2 \frac{g}{u^3} p (u\dot{p} - \dot{u}p) - \ddot{u} \right]; \quad (4.107)$$

$$\ddot{\beta} = -\frac{n}{r}\ddot{u} + \frac{m}{cnr} \left\{ 2\frac{g}{u^4} [\dot{p}(u\dot{p} - \dot{u}p) + p(u\ddot{p} - \dot{u}\dot{p}) - 3\dot{u}p(u\dot{p} - \dot{u}p) - u^{IV}] \right\}. \quad (4.108)$$

В результаті підстановки виразів (4.89) та (4.101),..., (4.108) в залежності (4.99) та (4.100) отримаємо функції рушійних моментів приводів механізмів підйому стріли та вантажу, які залежать від лінійних узагальнених координат зміни вильоту вантажу  $x$  та довжини гнучкого підвісу вантажу  $u$ , а також їх похідних за часом.

#### 4.3.4 Розв'язування задачі оптимізації сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу

Для врахування обмежень рушійних моментів (4.97) та (4.98) в поставленій оптимізаційній задачі введемо у розгляд наступний узагальнений безрозмірний критерій, який необхідно мінімізувати:

$$Cr = \frac{P_{ck}}{P_{st}} + \delta_P (P_1 + P_2 + P_3 + P_4), \quad (4.109)$$

де  $\delta_P$  – штрафний коефіцієнт, який відповідає за важливість виконання обмежень (4.97) і (4.98);  $P_{st}$  – усталене значення сумарної потужності приводів обох механізмів. Для врахування обмежень побудуємо штрафні функції:

$$P_1 = \begin{cases} 0, & \text{якщо } M_1 \geq M_{1.\min}; \\ \frac{M_1}{M_{1.\max}}, & \text{якщо } M_1 < M_{1.\min}; \end{cases}$$

$$P_2 = \begin{cases} 0, & \text{якщо } M_1 \leq M_{1.\max}; \\ \frac{M_1}{M_{1.\max}}, & \text{якщо } M_1 > M_{1.\max}; \end{cases}$$

$$P_3 = \begin{cases} 0, & \text{якщо } M_2 \geq M_{2.\min}; \\ \frac{M_2}{M_{2.\max}}, & \text{якщо } M_2 < M_{2.\min}; \end{cases}$$

$$P_4 = \begin{cases} 0, & \text{якщо } M_2 \leq M_{2.\max}; \\ \frac{M_2}{M_{2.\max}}, & \text{якщо } M_2 > M_{2.\max}. \end{cases} \quad (4.110)$$

Величина штрафного коефіцієнту  $\delta_P=10^8$  підібрана таким чином, щоб оптимізаційний алгоритм спочатку знайшов розв'язок задачі, при якому забезпечуються всі обмеження (4.97) і (4.98) (при цьому всі штрафні функції перетворюються в нуль), а потім будуть знайдені розв'язки, які забезпечать поступове зменшення інтегрального функціоналу (4.94).

З виразу (4.110) видно, що всі доданки узагальненого критерію (4.109) безрозмірні. Перший доданок відповідає значенню критерію (4.94) віднесеному до усталеного значення сумарної потужності приводів обох механізмів (тобто, коли  $t > t_1$ ), а другий – дозволяє забезпечити обмеження (4.97) та (4.98).

Зведемо крайові умови (4.95) і (4.96) до узагальнених координат довжини гнучкого підвісу вантажу та зміни його вильоту  $x$ , а також їхніх похідних за часом. В результаті чого будемо мати:

$$t = 0: u = u_0, \dot{u} = 0, \ddot{u} = 0, \ddot{\ddot{u}} = 0, x = x_0, \dot{x} = 0, \ddot{x} = 0, \ddot{\ddot{x}} = 0; \quad (4.111)$$

$$t = t_1: u = u_0 - \frac{v_2 t_1}{2}, \dot{u} = v_2, \ddot{u} = 0, \ddot{\ddot{u}} = 0, x = x_0 - \frac{v_1 t_1}{2}, \dot{x} = v_1, \ddot{x} = 0, \ddot{\ddot{x}} = 0. \quad (4.112)$$

Тут  $v_1, v_2$  – середні усталені швидкості зміни вильоту вантажу та його довжини підвісу.

Диференціальні рівняння руху (4.93), інтегральний функціонал (4.94) разом із обмеженнями (4.97) і (4.98), виразами (4.99),..., (4.110) та крайовими умовами (4.111) і (4.112) представляють собою оптимізаційну задачу. В цій задачі необхідно знайти закони зміни лінійних координат зміни вильоту вантажу  $x$  та довжини його підвісу  $u$ , які мінімізують значення критерію (4.94) та забезпечують обмеження (4.98), (4.99) і крайові умови (4.111), (4.112).

Наведена оптимізаційна задача є нелінійною, тому для її розв'язування використаємо наближений метод. Розв'язки оптимізаційної задачі представимо невідомими функціями  $u(t)$  та  $x(t)$  у вигляді поліномів з двома доданками:

$$u(t) = u_1(t) + u_2(t); \quad (4.113)$$

$$x(t) = x_1(t) + x_2(t). \quad (4.114)$$

У виразах (4.113) і (4.114) перші доданки  $u_1(t)$  та  $x_1(t)$  - це вибрані поліноми, які задовольняють крайові умови (4.111), (4.112), а другі -  $u_2(t)$  і  $x_2(t)$  - це поліноми, в які входять вільні невідомі коефіцієнти та забезпечуються наступні нульові крайові умови:

$$u_2(0) = \dot{u}_2(0) = \ddot{u}_2(0) = \ddot{u}_2(0) = u_2(t_1) = \dot{u}_2(t_1) = \ddot{u}_2(t_1) = \ddot{u}_2(t_1) = 0; \quad (4.115)$$

$$x_2(0) = \dot{x}_2(0) = \ddot{x}_2(0) = \ddot{x}_2(0) = x_2(t_1) = \dot{x}_2(t_1) = \ddot{x}_2(t_1) = \ddot{x}_2(t_1) = 0. \quad (4.116)$$

Функцію  $u_1(t)$  представимо поліномом сьомого порядку, який дозволяє забезпечити першу частину крайових умов (4.111) і (4.112)

$$u_1(t) = \sum_{i=0}^7 A_i t^i. \quad (4.117)$$

Функцію  $x_1(t)$  також представимо поліномом сьомого порядку, який дозволяє забезпечити другу частину крайових умов (4.111) і (4.112)

$$x_1(t) = \sum_{k=0}^7 C_k t^k. \quad (4.118)$$

В крайових умовах (4.111) і (4.112) похідні за часом від функцій  $u(t)$  та  $x(t)$  входять до третього порядку, тому візьмемо їх від функцій (4.117) та (4.118):

$$\dot{u}_1(t) = A_1 + 2A_2 t + 3A_3 t^2 + 4A_4 t^3 + 5A_5 t^4 + 6A_6 t^5 + 7A_7 t^6; \quad (4.119)$$

$$\ddot{u}_1 = 2A_2 + 6A_3 t + 12A_4 t^2 + 20A_5 t^3 + 30A_6 t^4 + 42A_7 t^5; \quad (4.120)$$

$$\ddot{u}_1 = 6A_3 + 24A_4 t + 60A_5 t^2 + 120A_6 t^3 + 210A_7 t^4; \quad (4.121)$$

$$\dot{x}_1(t) = C_1 + 2C_2 t + 3C_3 t^2 + 4C_4 t^3 + 5C_5 t^4 + 6C_6 t^5 + 7C_7 t^6; \quad (4.122)$$

$$\ddot{x}_1(t) = 2C_2 + 6C_3 t + 12C_4 t^2 + 20C_5 t^3 + 30C_6 t^4 + 42C_7 t^5; \quad (4.123)$$

$$\ddot{x}_1(t) = 6C_3 + 24C_4 t + 60C_5 t^2 + 120C_6 t^3 + 210C_7 t^4. \quad (4.124)$$

Тут  $A_0, A_1, \dots, A_7, C_0, C_1, \dots, C_7$  - постійні, які визначаються з крайових умов руху (4.111), (4.112).

Після підстановки у вирази (4.117) і (4.119),..., (4.121) крайових умов (4.191), (4.192) отримуємо:

$$A_0 = u_0; \quad A_1 = 0; \quad A_2 = 0; \quad A_3 = 0. \quad (4.125)$$

Постійні  $A_4, \dots, A_7$  визначаються з такої системи лінійних рівнянь:

$$\begin{aligned}
A_4 + A_5 t_1 + A_6 t_1^2 + A_7 t_1^3 &= -\frac{v_2}{2t_1^3}; \\
4A_4 + 5A_5 t_1 + 6A_6 t_1^2 + 7A_7 t_1^3 &= \frac{v_2}{t_1^3}; \\
6A_4 + 10A_5 t_1 + 15A_6 t_1^2 + 21A_7 t_1^3 &= 0; \\
4A_4 + 10A_5 t_1 + 20A_6 t_1^2 + 35A_7 t_1^3 &= 0.
\end{aligned} \tag{4.126}$$

В результаті підстановки у вирази (4.118) і (4.122),..., (4.124) крайових умов (4.111), (4.112) будемо мати:

$$C_0 = x_0; \quad C_1 = C_2 = C_3 = 0. \tag{4.127}$$

Постійні  $C_4, \dots, C_7$  визначаються з наступної системи лінійних алгебраїчних рівнянь:

$$\begin{aligned}
C_4 + C_5 t_1 + C_6 t_1^2 + C_7 t_1^3 &= -\frac{v_1}{2t_1^3}; \\
4C_4 + 5C_5 t_1 + 6C_6 t_1^2 + 7C_7 t_1^3 &= \frac{v_1}{t_1^3}; \\
6C_4 + 10C_5 t_1 + 15C_6 t_1^2 + 21C_7 t_1^3 &= 0; \\
4C_4 + 10C_5 t_1 + 20C_6 t_1^2 + 35C_7 t_1^3 &= 0.
\end{aligned} \tag{4.128}$$

В результаті підстановки постійних (4.125) та (4.127), а також знайдених при розв'язку систем лінійних алгебраїчних рівнянь (4.126) та (4.128) в залежності (4.117) і (4.118) знайдемо функції, які забезпечують крайові умови (4.111) і (4.112) за координатами  $u$  і  $x$  та їхніми похідними за часом.

Поліноми  $u_2(t)$  і  $x_2(t)$  представимо наступними виразами:

$$u_2(t) = \left(\frac{t}{t_1}\right)^4 \left(\frac{t_1-t}{t_1}\right)^4 \sum_{j=0}^p B_j \left(\frac{t}{t_1}\right)^j \frac{v_2 t_1}{2}, \quad 0 \leq t \leq t_1, \tag{4.129}$$

$$x_2(t) = \left(\frac{t}{t_1}\right)^4 \left(\frac{t_1-t}{t_1}\right)^4 \sum_{k=0}^n D_k \left(\frac{t}{t_1}\right)^k \frac{v_1 t_1}{2}, \quad 0 \leq t \leq t_1, \tag{4.130}$$

де  $B_0, B_1, \dots, B_p, D_0, D_1, \dots, D_n$  – вільні коефіцієнти, від яких залежить значення критерію оптимізації (4.94);  $\left(\frac{t}{t_1}\right)^4 \left(\frac{t_1-t}{t_1}\right)^4$  – множник, який забезпечує виконання нульових крайових умов (4.115) і (4.116) при довільних значеннях коефіцієнтів  $B_0, B_1, \dots, B_p, D_0, D_1, \dots, D_n$ . Ці коефіцієнти є вільними і забезпечують визначення мінімального значення критерію (4.94).

Після підстановки виразів (4.117),..., (4.129), з урахуванням крайових умов (4.115) і (4.116), у залежності (4.113) і (4.114) отримаємо вирази функцій  $u(t)$  та  $x(t)$ , в які входять невідомі вільні коефіцієнти  $B_0, B_1, \dots, B_p, D_0, D_1, \dots, D_n$ .

За виразами (4.103), (4.104), (4.106),..., (4.108) з урахуванням залежностей (4.101), (4.102) та (4.105) знайдемо кутові координати повороту стріли та приводного барабану механізму підйому вантажу, а також їхні похідні за часом, які також залежать від вільних коефіцієнтів  $B_0, B_1, \dots, B_p, D_0, D_1, \dots, D_n$ . При інтегруванні критерій (4.94) також стає функцією вільних коефіцієнтів  $B_0, B_1, \dots, B_p, D_0, D_1, \dots, D_n$ . Отже, наближений розв'язок оптимізаційної задачі (4.93), ... (4.98) зводиться до знаходження мінімуму критерію оптимізації (4.94), як функції багатьох змінних вільних коефіцієнтів  $B_0, B_1, \dots, B_p, D_0, D_1, \dots, D_n$ .

Для розв'язування сформованої оптимізаційної задачі використаємо метаевристичний метод *Ring-Rot-PSO* [65]. Прийmemo кількість ітерацій 50, а кількість частинок 20.

При цьому узагальнений критерій оптимізації (4.109) з урахуванням виразу (4.94) і умов (4.110) представимо функцією, що залежить від 10 вільних коефіцієнтів

$$C_r = C_r(B_0, B_1, \dots, B_4, D_0, D_1, \dots, D_4). \quad (4.131)$$

Розрахунки оптимальних режимів сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу за критерієм середньоквадратичного значення сумарної потужності приводів (4.94) і обмеженнях на рушійні моменти (4.97) і (4.98) при забезпеченні крайових умов (4.95) і (4.96) виконаємо за таких значень параметрів стрілової системи:  $m = 4500$  кг,  $m_l = 2700$  кг,  $J_l = 72900$  кг·м<sup>2</sup>,  $J_2 = 1183$  кг·м<sup>2</sup>,  $C = 6,25 \cdot 10^6$  Нм/рад,  $L = 9,0$  м,  $l = 4,0$  м,  $v_1 = -0,3$  м/с,  $\omega_1 = 0,0396$  рад/с,  $v_2 = -0,15$  м/с,  $\omega_2 = 2,885 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ ,  $u_0 = 8,0$  м,  $n = 4$ ,  $t_1 = 5,0$  с,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>,  $M_{1min} = 0$ ,  $M_{1max} = 130$  кНм,  $M_{2min} = 0$ ,  $M_{2max} = 4,0$  кНм,  $\alpha_0 = 0,5857$  рад,  $x_0 = 7,5$  м,  $r = 0,208$  м,  $P_{st} = 27000$  Вт.

В результаті розв'язування оптимізаційної задачі отримано наступні значення вільних коефіцієнтів:  $B_0=6.9513$ ,  $B_1=-5.11235$ ,  $B_2=-13.0874$ ,  $B_3=33.0285$ ,  $D_0=-2.63782$ ,  $D_1=0.829784$ ,  $D_2=-9.80721$ ,  $D_3=12.1441$ .

Результати застосування методу *Ring-Rot-PSO* представлено на рис. 4.24.

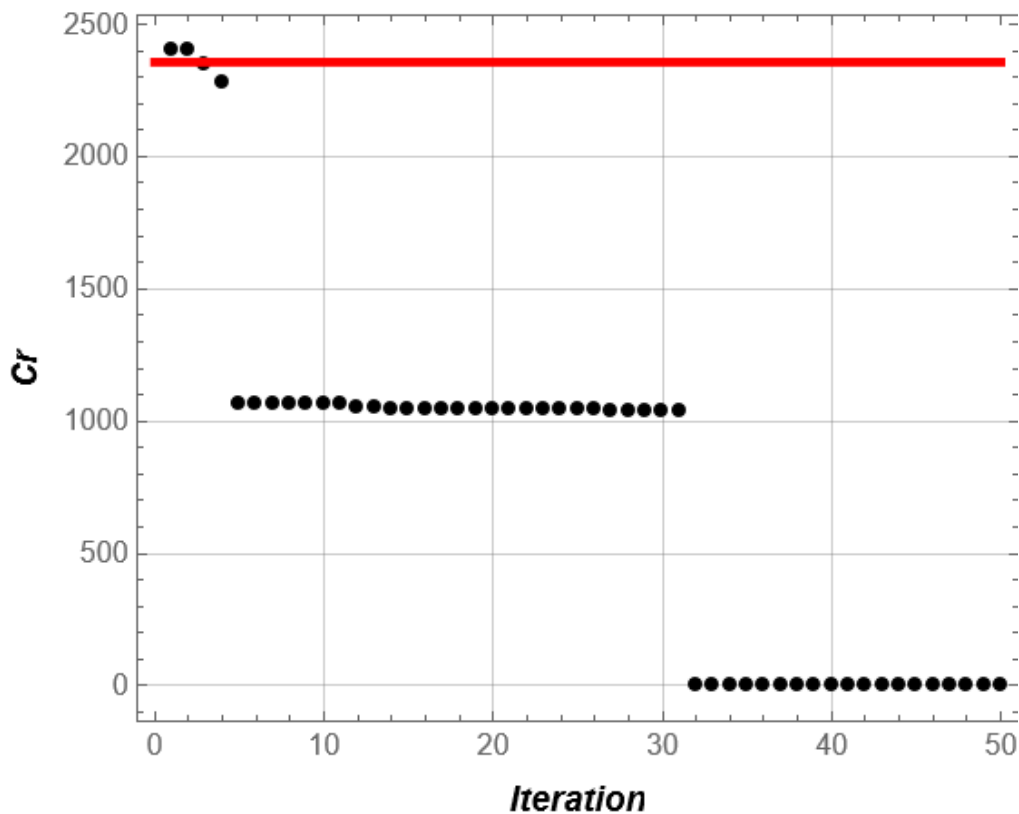


Рисунок 4.24 – Графік зменшення критерію  $Cr$  протягом виконання ітерацій алгоритму *Ring-Rot-PSO*

З рис. 4.24 видно, що під час роботи оптимізаційного алгоритму перші чотири ітерації у функції  $Cr$  працюють штрафні функції (4.110), які відповідають за перевищення максимальних рушійних моментів приводів. Надалі алгоритм знайшов розв'язок, який задовольнив одне із обмежень (4.110) і протягом наступних ітерацій (з п'ятої по тридцять першу) значних покращень у сенсі величини критерію  $Cr$  не відбулось. Однак, вже на тридцять другій ітерації алгоритм *Ring-Rot-PSO* знайшов такий розв'язок, який забезпечує виконання всіх обмежень (4.110). Наступні ітерації алгоритму пройшли в області, де всі обмеження виконуються і мінімізується лише

інтегральна частина (4.94) критерію  $Sr$ . Така побудова цільової функції (4.109) дає змогу поступово знайти розв'язок задачі: спочатку забезпечивши умови (4.110), а потім мінімізувавши величину інтегрального функціоналу (4.94).

#### **4.3.5 Аналіз отриманих результатів оптимізації сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу**

На основі отриманого розв'язку оптимізаційної задачі процесу пуску механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крана побудовані графічні залежності кінематичних (рис. 4.25–4.28), динамічних (рис. 4.29, 4.30) та енергетичних (рис. 4.31, 4.32) характеристик. На рис. 4.25–4.32 криві сірого кольору відповідають базовому розв'язку задачі, а чорного – оптимальному. Тут під базовим розв'язком оптимізаційної задачі розуміють такий розв'язок, який забезпечує лише крайові умови руху і не враховує обмеження на силові характеристики та мінімізацію критерію оптимізації. Крім того, для візуалізації виконання обмежень (4.97)–(4.98) для оптимального розв'язку задачі на рис. 4.29 та 4.30 показано максимальні обмеження (штрихові лінії) рушійних моментів приводів механізмів підйому стріли та вантажу.

З рис. 4.25 видно, що кутова швидкість стріли в процесі пуску, як при базовому, так і при оптимальному розрахунках має однаковий характер зміни. Вона змінюється в коливальному режимі. При цьому амплітуда коливань швидкості при базовому розрахунку є дещо меншою. Коливальний характер зміни кутової швидкості стріли викликаний нелінійною функцією положення стріли та змінною функцією сил статичного опору, що діють на стрілу.

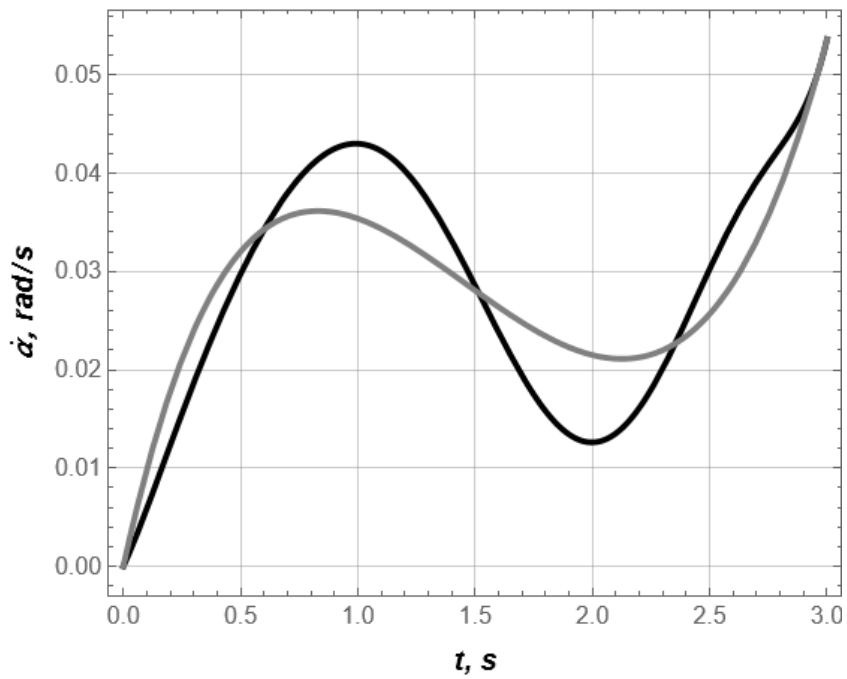


Рисунок 4.25 – Графіки кутової швидкості повороту стріли

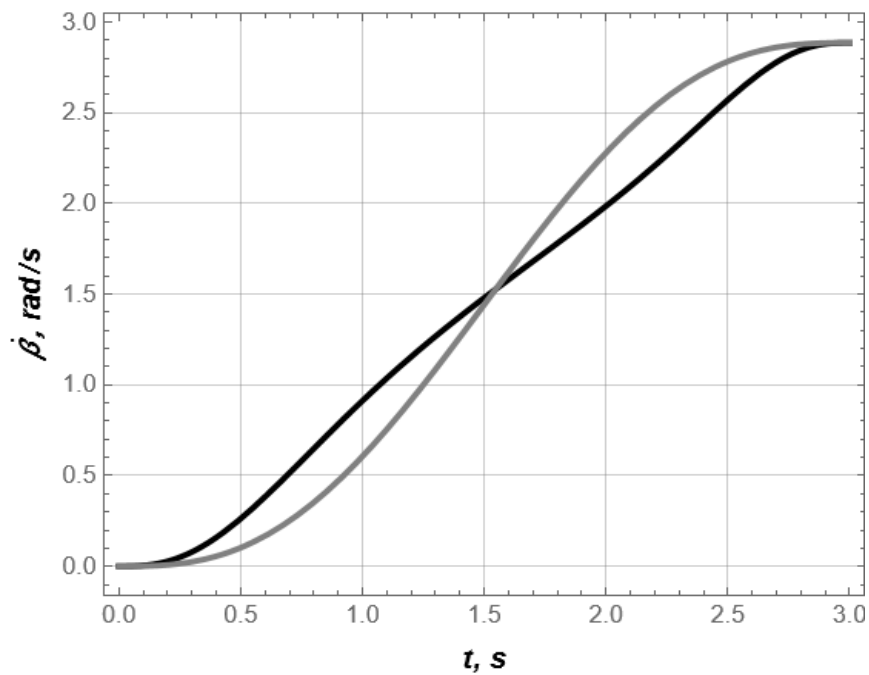


Рисунок 4.26 – Графіки кутової швидкості приводного барабану механізму підйому вантажу

Разом з тим, кутова швидкість приводного барабану механізму підйому вантажу в процесі пуску змінюється плавно (рис. 4.26). Такий характер зміни спостерігається, як при базовому, так і при оптимальному розрахунках сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу. Плавний характер зміни

швидкості приводного барабану механізму підйому пов'язаний з тим, що його функція положення є лінійною, а сила статичного опору (вага вантажу) є незмінною.

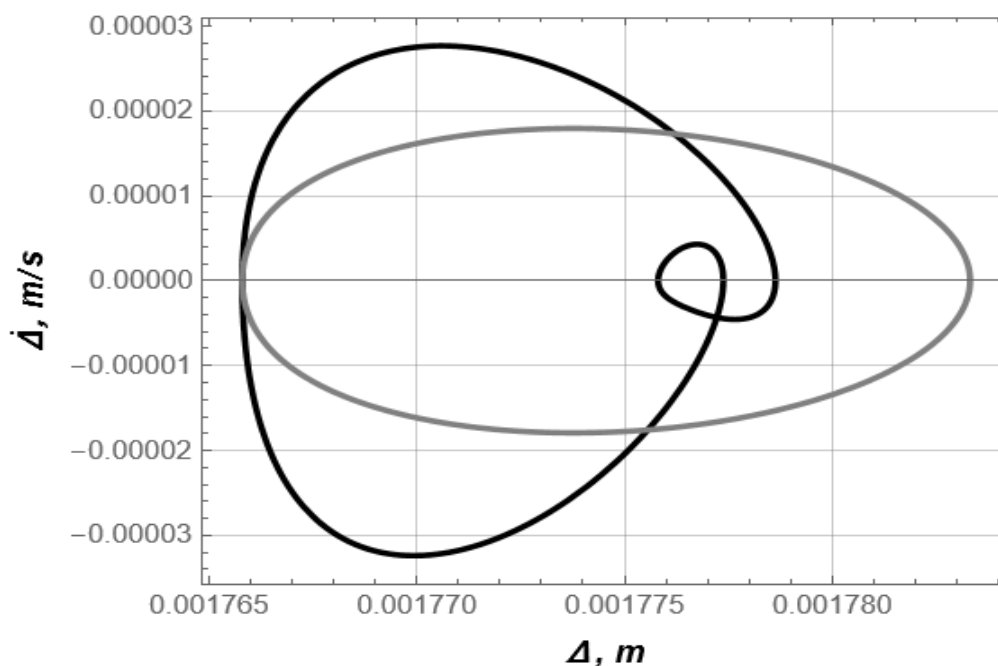


Рисунок 4.27 – Фазовий портрет коливань канату механізму підйому вантажу

Фазовий портрет коливань канату механізму підйому вантажу показує (рис. 4.27), що пружні коливання канату затухають за один цикл коливань, як при базовому, так і при оптимальному розрахунках. Разом з тим, при оптимальному розрахунку дещо менша деформація канату, але більша максимальна швидкість деформації. Крім того, необхідно зазначити, що при базовому розрахунку фазовий портрет коливань має плавний характер зміни, чого не можна сказати про фазовий портрет коливань при оптимальному розрахунку, який має ускладнений характер зміни. Це пов'язано з тим, що оптимальний розрахунок виконується з урахуванням дійсних навантажень на конструкцію і існуючих обмежень, а базовий розрахунок забезпечує лише крайові умови руху системи.

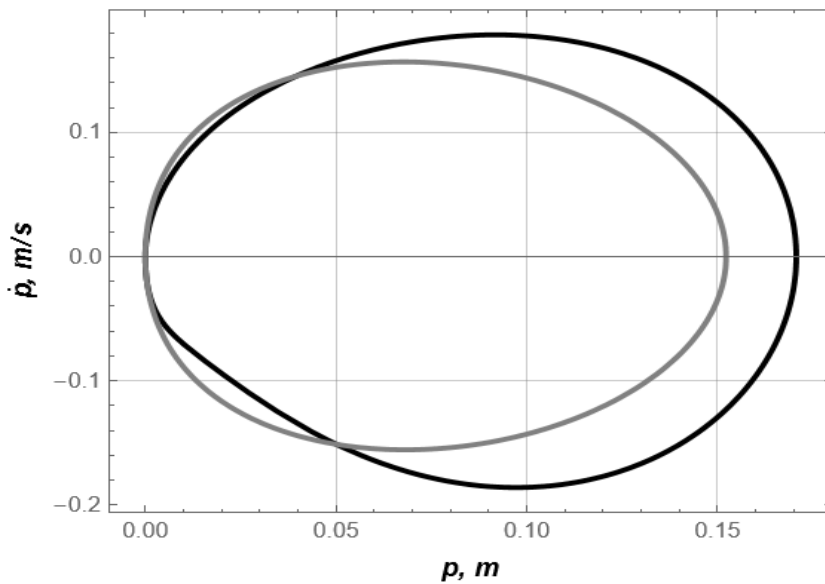


Рисунок 4.28 – Фазовий портрет маятникових коливань вантажу на гнучкому підвісі

Фазовий портрет коливань вантажу на гнучкому підвісі (рис.4.28) показує, що коливання вантажу затухають за один цикл коливань, як при базовому, так і при оптимальному розрахунках системи. Однак, при оптимальному розрахунку спостерігаються дещо більші максимальні відхилення від вертикалі гнучкого підвісу вантажу.

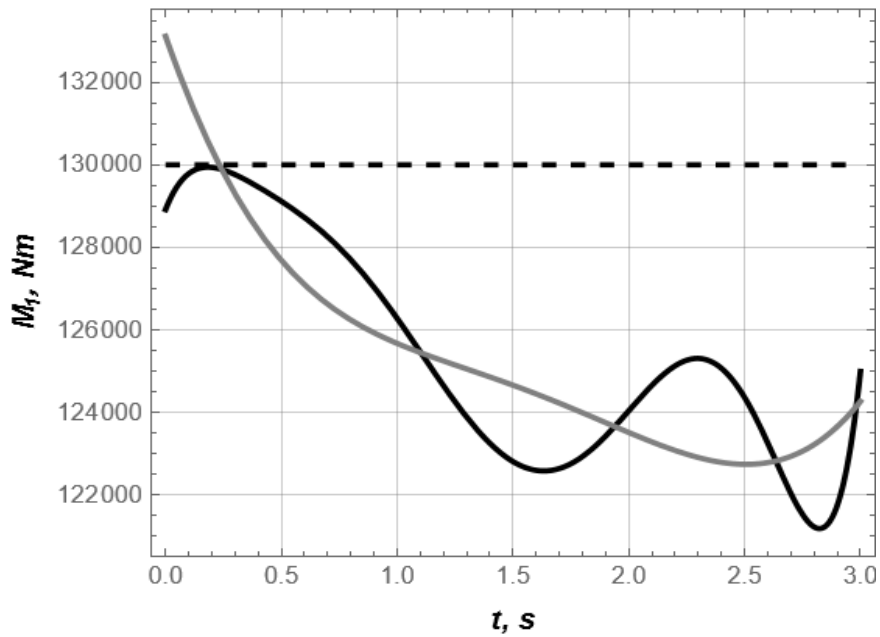


Рисунок 4.29 – Графіки рушійного моменту приводу механізму підйому стріли

Рушійний момент приводу механізму підйому стріли (рис. 4.29) спадає в процесі пуску від максимального до усталеного значення, як при базовому, так і при оптимальному розрахунках. Однак, при базовому розрахунку рушійний момент змінюється плавно, а при оптимальному в коливальному режимі. Це викликано тим, що при базовому розрахунку не забезпечуються обмеження на допустимий момент 130 кНм, а при оптимальному режимі розрахунку забезпечується обмеження на максимальне значення рушійного моменту.

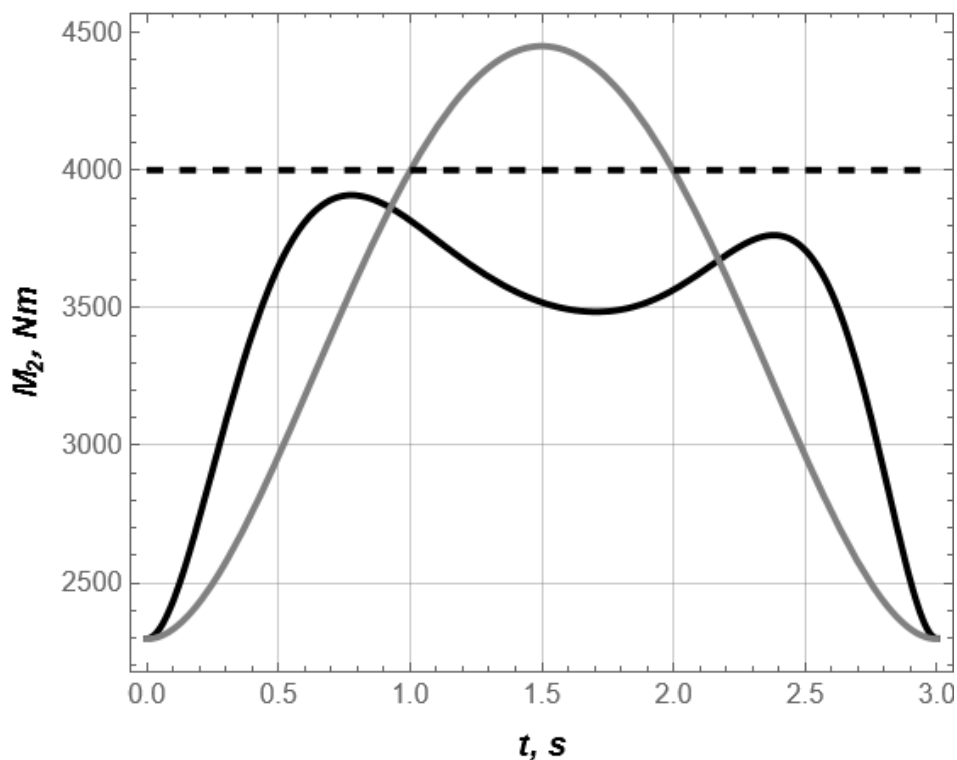


Рисунок 4.30 – Графіки рушійного моменту приводу механізму підйому вантажу

Аналогічна картина спостерігається при зміні рушійного моменту приводу механізму підйому вантажу (рис. 4.30). При базовому розрахунку момент змінюється плавно, але він не забезпечує встановлене обмеження 4000 Нм. В той же час при оптимальному розрахунку забезпечується обмеження на рушійний момент, але він змінюється з незначними коливаннями.

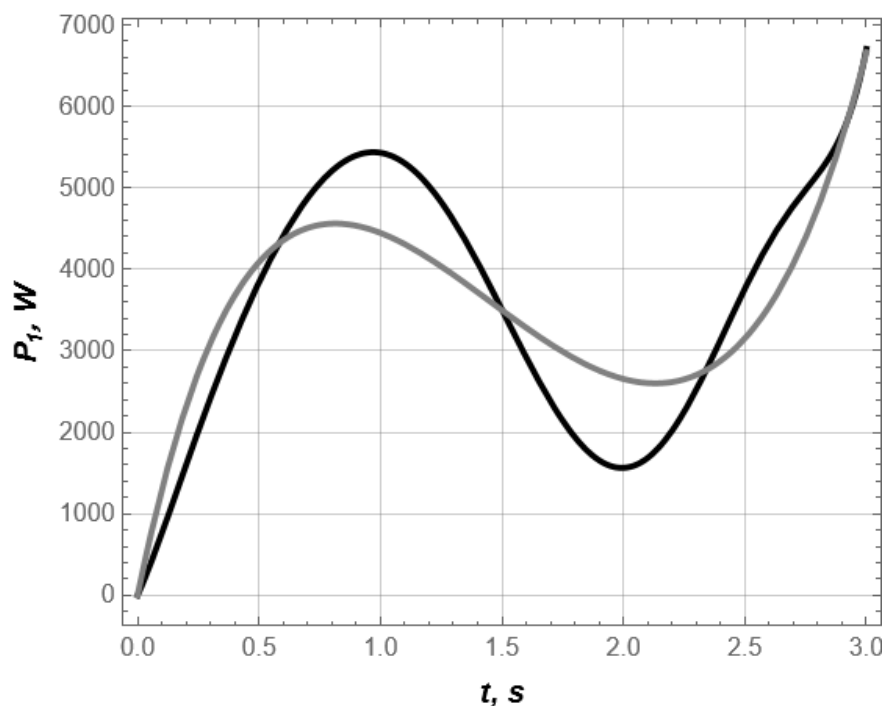


Рисунок 4.31 – Графіки зміни потужності приводу механізму підйому стріли

Характер зміни потужності приводу механізму підйому стріли (рис.4.31) є однотипним, як при базовому, так і при оптимальному розрахунках. В обох випадках спостерігаються коливання при зміні потужності, однак амплітуда цих коливань при оптимальному розрахунку є дещо вищою в порівнянні з базовим розрахунком.

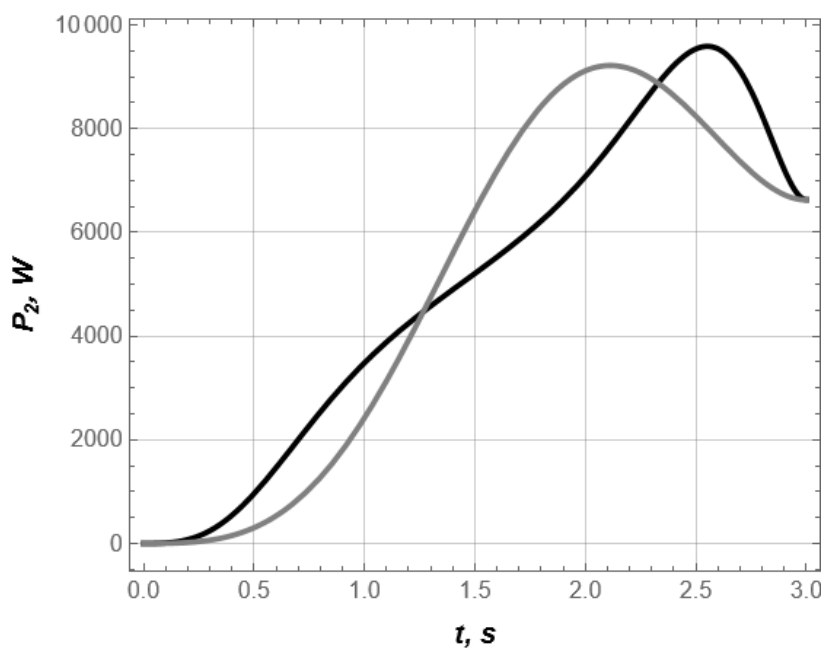


Рисунок 4.32 – Графіки зміни потужності приводу механізму підйому вантажу

Потужність приводу механізму підйому вантажу (рис.4.32) змінюється від нульового до усталеного значення достатньо плавно, як при базовому, так і при оптимальному розрахунках. Разом з тим, при оптимальному розрахунку максимальне значення потужності незначно перевищує аналогічне значення при базовому розрахунку.

Крім того, наведемо декілька чисельних показників, які відповідають обом розв'язкам поставленої оптимізаційної задачі при визначенні режимів сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крана (табл.4.1). В табл.4.1 наведені деякі середньоквадратичні та максимальні значення показників стрілового крана при базовому та оптимальному розрахунку його режиму руху.

Таблиця 4.1 – Чисельні значення показників, що відповідають базовому та оптимальному розв'язкам задачі (4.93),..., (4.98)

Оціночний показник	Одиниця вимірювання	Величина показника, що отримана для розв'язку	
		базового	оптимального
1	2	3	4
<b><i>Клас середньоквадратичних показників</i></b>			
Відхилення вантажу від вертикалі	м	0,09693	0,1008
Пружна деформація канату механізму підйому вантажу	м	0,001775	0,001775
Рушійний момент механізму підйому стріли	кНм	125,35	125,39
Рушійний момент механізму підйому вантажу		3,5263	3,4724
Потужність механізму підйому стріли	кВт	3,7015	3,8634

1	2	3	4
Потужність механізму підйому вантажу		6,0567	5,8577
<b>Клас максимальних показників</b>			
Відхилення вантажу від вертикалі	м	0,1522	0,1706
Пружна деформація канату механізму підйому вантажу	м	0,001783	0,001778
Рушійний момент механізму підйому стріли	кНм	133,12	129,94
Рушійний момент механізму підйому вантажу		4,4509	3,9090
Потужність механізму підйому стріли	кВт	6,6636	6,7026
Потужність механізму підйому вантажу		9,2141	9,5834

Аналіз табл. 4.1 показує, що показники оцінки роботи стрілового крана при базовому та оптимальному розрахунках в цілому є досить близькими. Разом з тим, деякі з цих показників відрізняються між собою як в одну, так і в іншу сторону. Проведемо більш детальний аналіз отриманих показників.

Відхилення вантажу від вертикалі за середньоквадратичним значенням на 3,8% є меншим при базовому розрахунку в порівнянні з оптимальним. В той же час цей показник за максимальним значенням при базовому розрахунку є більшим всього 0,2%. Пружна деформація канату механізму підйому вантажу за середньоквадратичним значенням є однаковою при обох розрахунках, а за максимальним значенням цього показника на 10,8% кращі результати дає базовий розрахунок.

Рушійний момент механізму підйому стріли за середньоквадратичним значенням при базовому та оптимальному розрахунках приймає майже однакові значення, які становлять 125,4 кНм, а за максимальним значенням цього показника на 2,4% менше значення дає оптимальний розрахунок. Рушійний момент механізму підйому вантажу як за середньоквадратичним, так і за максимальним значенням зменшується відповідно на 1,6% та 13,9% при оптимальному розрахунку в порівнянні з базовим розрахунком.

Потужність механізму підйому стріли за середньоквадратичним та максимальним значеннями є меншою відповідно на 4,7% та 0,6% для базового розрахунку в порівнянні з оптимальним. Потужність механізму підйому вантажу за середньоквадратичним показником є меншою на 3,4% та більшою на 4,0% за максимальним показником для оптимального розрахунку в порівнянні з базовим розрахунком.

Порівняльний аналіз оптимального та реального режимів одночасного руху механізмів повороту стріли, висування її секції та підйому вантажу показав значні переваги оптимального режиму руху над реальним. Так, наприклад, при оптимальному режимі руху після процесу пуску усуваються високочастотні коливання пружних елементів конструкції стрілової системи та низькочастотні коливання вантажу на гнучкому підвісі. В той же час при реальному режимі руху затухають лише високочастотні коливання, а низькочастотні коливання вантажу на гнучкому підвісі не затухають протягом всього циклу руху крана, що зменшує його продуктивність, оскільки треба витратити певний час на заспокоєння вантажу. За рахунок цього при виконанні монтажних операцій з використанням одночасного руху механізмів з оптимальним режимом в порівнянні з реальним продуктивність крана в середньому підвищилась на 18,2%. Використання оптимального режиму при одночасному русі механізмів в порівнянні з реальним послідовним рухом механізмів, коли через значні перевантаження неможливо використати одночасний рух механізмів, продуктивність крана може збільшитись до 2-х разів.

При оптимальному режимі в порівнянні з реальним режимом одночасного руху механізмів значно зменшуються максимальні значення рушійних сил приводів. Так, наприклад, при оптимальному режимі в порівнянні з реальним режимом одночасного руху механізмів максимальний момент приводу механізму підйому вантажу зменшився в 2,05 разів. Таке зменшення максимальних значень зусиль в приводних механізмах, а також усунення коливань в елементах конструкції крана та вантажу при оптимальному сумісному русі механізмів дало можливість збільшити міжремонтний цикл роботи крана на 24,6% і таким чином підвищити його надійність роботи.

Також при оптимальному режимі в порівняно з реальним режимом одночасного руху механізмів зменшуються максимальні значення потужності приводів. Так, наприклад, максимальне значення потужності при оптимальному режимі в порівнянні з реальним режимом для механізму підйому вантажу зменшилось в 1,32 рази. Це дало можливість зменшити енергетичні витрати та покращити умови роботи приводних механізмів.

Крім того, проведемо порівняння наукових результатів інших авторів з результатами, отриманими авторами представленої роботи. В науковій статті [19] проведено оптимізацію параметрів кранових механізмів, яка дозволила усунути вібрацію (високочастотні коливання) елементів конструкції стрілового крана. При цьому не вводились обмеження на рушійні сили приводних механізмів, тобто тут була розв'язана задача безумовної оптимізації. Разом з тим, в представленій роботі також усуваються високочастотні коливання механізму підйому вантажу, але тут були введені обмеження на рушійні сили приводів механізмів підйому стріли та вантажу. Отже, авторами даної роботи розв'язана задача умовної оптимізації, яка є більш складною. Більше того, авторами монографії розроблений власний метод розв'язування задач умовної оптимізації механізмів і машин. В роботі [11] проведено математичне моделювання динаміки сумісного руху механізмів підйому вантажу, зміни вильоту та повороту стрілового крана.

Однак, в цій роботі відсутні чисельні розрахунки динаміки сумісного руху механізмів. В запропонованій монографії також здійснено моделювання динаміки сумісного руху кранових механізмів, але додатково проведена оптимізація режимів такого руху. Крім того, наведені чисельні розрахунки проведеної оптимізації, які представлені у вигляді графічних залежностей та чисельних даних, які представлені в табл.4.1. В роботі [26] проведена оптимізація процесу пуску механізму зміни вильоту вантажу з урахуванням коливань вантажу на гнучкому підвісі при усталеному повороті крана. В результаті проведеної оптимізації максимальне відхилення від вертикалі гнучкого підвісу склало 0,031 рад, а максимальна швидкість становила 0,036 рад/с. В запропонованій монографії при зміні вильоту та підйомі вантажу аналогічні показники становлять 0,0213 рад та 0,0225 рад/с. Отримані показники в запропонованій роботі є дещо кращими.

З наведених результатів в представленій роботі та статтях інших авторів можна зробити висновок, що дослідження динаміки та оптимізації режимів руху кранових механізмів є актуальними. Результати досліджень, що отримані в наведеній роботі є близькими, а в деяких випадках і дещо кращими за результати, що отримали інші автори аналогічних досліджень.

## Висновки до четвертого розділу

1. Проведено динамічний аналіз сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крана. Для проведення динамічного аналізу побудовано динамічну модель стрілового крана при сумісній роботі механізмів підйому стріли та вантажу. В динамічній моделі враховано основні рухи приводних механізмів підйому стріли та вантажу, а також пружно-дисипативний коливальний рух тягового канату механізму підйому вантажу та просторові коливання вантажу на гнучкому підвісі. На базі динамічної моделі розроблено математичну модель, яка являє собою систему чотирьох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку. Оскільки система рівнянь є нелінійною, тому для її розв'язування використано чисельні методи у вигляді розробленої комп'ютерної програми. В результаті проведених розрахунків визначені кінематичні, динамічні та енергетичні характеристики сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу. Аналіз проведених розрахунків показав наявність затухаючих високочастотних коливань в приводі механізму підйому вантажу та незатухаючих низькочастотних коливань вантажу на гнучкому підвісі, а також значного перевантаження приводних механізмів. Тут максимальне значення зусилля в гідроциліндрі підйому стріли становить 500 кН, а потужність приводу механізму підйому стріли досягає 16,3 кВт. Максимальне значення моменту на приводному барабані механізму підйому вантажу становить 8,2 кНм, а його максимальна потужність наближається до 12,3 кВт.
2. Проведено динамічний аналіз одночасного руху механізмів підйому стріли та вантажу, а також висування секції стріли. Тут в порівнянні з попередньою динамічною моделлю додатково враховано основний рух механізму висування секції стріли. На основі ускладненої динамічної моделі також розроблено математичну модель, яка представлена системою п'яти нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку.

В результаті чисельного розв'язування такої системи рівнянь визначені кінематичні, динамічні та енергетичні характеристики стрілової системи при сумісному русі механізмів підйому стріли та вантажу, а також висування секції стріли. Тут також мають місце високочастотні затухаючі коливання тягового канату механізму підйому вантажу та низькочастотні незатухаючі коливання вантажу на гнучкому підвісі, а також значне перевантаження приводів. Так, наприклад, максимальне зусилля в гідроциліндрі висування секції стріли становить 70 кН, а найбільше значення потужності приводу досягає 9,8 кВт.

3. Для усунення високочастотних коливань в елементах конструкції приводу механізму підйому вантажу та його низькочастотних коливань на гнучкому підвісі при одночасному русі механізмів підйому стріли та вантажу поставлено та розв'язано оптимізаційну задачу. В такій оптимізаційній задачі шляхом мінімізації інтегрального критерію при забезпеченні крайових умов руху механізмів та обмежень на рушійні сили приводів знайдено режими одночасного руху механізмів підйому стріли та вантажу під час процесу пуску. Коливання елементів приводу механізмів підйому стріли та вантажу, при їхньому сумісному русі, а також вантажу на гнучкому підвісі в значній мірі залежать від характеру зміни потужності та величини рушійних сил приводів. Тому в цій оптимізаційній задачі за критерій оптимізації використано середньоквадратичне значення потужності приводних механізмів підйому стріли та вантажу при їхньому сумісному пуску, а за обмеження обрані мінімальні та максимальні значення рушійних моментів приводів. Поставлена оптимізаційна задача являє собою задачу умовної оптимізації, при розв'язуванні якої виникають значні труднощі, тому вона зведена до задачі безумовної оптимізації. Таке зведення досягнуто за рахунок розроблення узагальненого критерію оптимізації, який включає в себе середньоквадратичне значення потужності приводних

механізмів підйому стріли та вантажу при їхній сумісній роботі разом з обмеженнями на рушійні моменти приводів.

4. Оскільки оптимізаційна задача знаходження сумісного режиму пуску механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крану є нелінійною, тому для її розв'язування використано наближений метод. Розв'язок поставленої оптимізаційної задачі знаходився у вигляді поліномів. Невідомі функції одночасного підйому стріли та вантажу, які забезпечують мінімізацію середньоквадратичного значення потужності приводів та задовольняють крайові умови руху механізмів і обмеження рушійних моментів приводних механізмів підйому стріли і вантажу представлені у вигляді сум двох поліномів. Перші поліноми задовольняють крайові умови руху в процесі сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу, а другі поліноми включають невідомі постійні коефіцієнти, які дають можливість отримати мінімальне значення узагальненого критерію сумісного руху механізмів. Визначення невідомих коефіцієнтів других поліномів здійснюється шляхом використання модифікованого метаевристичного методу рою часточок VCP-PSO.
5. У результаті розв'язання поставленої оптимізаційної задачі вдалось знайти режими сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу, які усувають високочастотні коливання елементів приводу механізму підйому вантажу та низькочастотні просторові коливання вантажу на гнучкому підвісі, а також значно зменшують рушійні моменти та потужність приводів. Так, наприклад, оптимальні режими в порівнянні з реальними режимами (отриманими в результаті динамічного аналізу) сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу дозволили зменшити максимальні значення рушійного моменту в 2,1 рази і потужності на 28,4% приводу механізму підйому вантажу.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ ЧЕТВЕРТОГО РОЗДІЛУ:

1. Lee, H. P. Dynamic responses of a beam with a moving mass. *Journal of Sound and Vibration*. 1996. Vol. 191 (2). P. 289–294. DOI: 10.006/jsvi.1996.0122.
2. Fang Y., Wang P., Sun N., Zhang Y. Dynamics analysis and nonlinear control of an offshore boom crane. *IEEE Trans. Ind. Electron.* 2014. Vol. 61. №. 1. P. 414–427. DOI:10.1109/TIE.2013.2251731
3. J. W. Lee, D. H. Kim, Dynamic analysis of a tower crane using multibody system simulation // *Journal of Mechanical Science and Technology*, Volume 30, Issue 8, August 2016, P. 3475-3481.
4. S. W. Lee, J. W. Lee, Dynamic analysis of a luffing jib tower crane using Kane's method // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, Volume 231, Issue 3, September 2017, P. 435-448.
5. M. Wu, L. Li, Y. Li, Dynamic analysis of a container crane considering the coupling effect between spreader and cargo // *Journal of Vibroengineering*, Volume 21, Issue 2, March 2019, P. 360-373.
6. G. Xue, Y. Wu, L. Cai, Dynamic analysis and control of a cable crane with dual winches // *Journal of Sound and Vibration*, Volume 332, Issue 12, 25 June 2013, P. 2937-2956.
7. Герасимьяк Р.П., Найденко О.В. Особливості керування електрприводом механізму вильоту стріли під час обертання крана з підвішеним вантажем. *Електромашинобудування та електрообладнання*. 2007. Вип. 68. С. 11–15.
8. Loveikin V., Romasevych Y., Shymko L., Mushtin D., Loveikin Y. The optimization of luffing and slewing regimes of a tower crane. *Journal of Theoretical and applied Mechanics*. 2021. Sofia. Vol.51. P.421-436.

9. Wouters C, Copco A. Air Compressor Total Energy Consumption. Proceedings of the 10th international conference on Energy Efficiency in Motor Driven Systems (EEMODS' 2017). 2018. P. 965-972.
10. Doçi I., Shpetim L. Rotational motion of tower crane – dynamic analysis and regulation using schematic modeling. International scientific journal "Mathematical modeling", 2018, Issue 1, P. 21-25.
11. Fidrovs'ka N., Slyepuzhnikov YE., Varchenko I., Harbuz S., Shevchenko S., Chyrkina M., Nesterenko V. Vyznachennya napruzhen' u metaleviy konstruktsiyi mostovoho krana pry zastosuvanni khodovykh kolis novoyi konstruktsiyi. Skhidno-Yevropeys'kyy zhurnal pidpryyemnyts'kykh .tekhnologiy. Tom 1, 22 lyutoho 2021 r., storinky 22-31. DOI: 10.15587/1729-4061.2021.225097.
12. Jaafar H.I., Mahamed Z., Shamsudin M.A., Subha N.A.M., Ramli L., Abdullahi A.M. Model reference command shaping for vibration control of multimode flexible systems with application to a double-pendulum overhead crane. Mech. Syst. Signal Process. 115. 2019. P. 677–695.
13. Stölzner M., Kleeberger M., Moll M., Fottner J. Investigation of the dynamic loads on tower cranes during slewing operations. SIMULTECH 2020 - Proceedings of the 10th International Conference on Simulation and Modeling Methodologies. Technologies and Applications. 2020. P. 59–67.
14. Carmona I.G., Colado J. (2016) Control of a two wired hammerhead tower crane. Nonlinear Dynamics. 2016. Vol. 84. No. 4. P. 2137–2148. DOI:10.1007/s11071-016-2634-3.
15. Wu T. S., Karkoub M., Yu W. S., Chen C. T., Her M. G., Wu K. W. Anti-sway tracking control of tower cranes with delayed uncertainty using a robust adaptive fuzzy control. Fuzzy Sets and Systems. 2016. Vol. 290. 118–137. DOI:10.1016/j.fss.2015.01.010
16. Loveikin, V., Romasevych, Y., Liashko, A. Crane trolley start optimization. Journal of Theoretical and Applied Mechanics (Bulgaria). 2021. 51(1). P. 65–

- 75.<https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85103204147&origin=resultslist>;
17. Loveikin, V., Romasevych, Y., Loveikin, A., Lyashko, A., Korobko, M. Minimization of high-frequency oscillations of trolley movement mechanism during steady tower crane slewing// UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineeringthis link is disabled. 2022. 84(1). P.31–44.
  18. Loveikin V.S., Romasevych Yu.O. Regime-parametric optimization of a mine winder deceleration. Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. Issue 5, 2018, P. 72-78. DOI: 10.29202/nvngu/2018-5/9.
  19. Loveikin V., Romasevych Y., Loveikin A., Shymko L., & Liashko A. Minimization of the drive torque of the trolley movement mechanism during tower crane steady slewing. Journal of Theoretical and Applied Mechanics. 2023. 53. P. 19–33. doi: 10.55787/jtams.23.53.1.19.
  20. Loveikin, V., Romasevich, Y., Loveikin, A., & Khoroshun, A. Optimizing the start of the trolley mechanism during steady slewing of tower crane. International Applied Mechanics. 2023. 58 P. 594–604. doi: 10.1007/s10778-023-01183-4.
  21. Ju F. Dynamic response of tower crane induced by the pendulum motion of the payload. / Ju F., Choo Y.S., Cui F.S.// International Journal of Solids and Structures. - 2006. - 43(2). – P. 376–389. doi:10.1016/j.ijsolstr.2005.03.078
  22. Balogun Wasiu Adebayo, Z. Mohamed, Auwalu M. Abdullahi, S.M. Fasih ur Rehman. Design and real-time implementation of a distributed-delay input shaper for sway control of a double-pendulum overhead crane. Int. J. Mechatronics and Manufacturing Systems. 2023. Vol. 16. No. 4. P. 364-380. DOI:10.1504/IJMMS.2023.137371.
  23. Jaafar H.I., Mohamed Z., Ahmad M.A., Wahab, N.A., Ramli L, Shaheed M.H.. Control of an underactuated double-pendulum overhead crane using improved model reference command shaping: design, simulation and experiment. Mech. Syst. and Signal Process. 2021. Vol. 151, P..107358. DOI:10.1016/j.ymsp.2020.107358.

24. Brandon Johns, Elahe Abdi, Mehrdad Arashpour. (2023). Dynamical modelling of boom tower crane rigging systems: model selection for construction. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*. 2023. Vol. 23. Issue 3. Article number 162. P. 1 - 17. DOI:/10.1007/s43452-023-00702-x.
25. Ловейкін В.С., Афтанділянц Є.Г., Шевчук О.Г. Аналіз систем керування механізмами баштових кранів для усунення коливань вантажу. *Машинобудування*, 2015, № 15, С. 39-45.
26. Oguamanam D.C.D., Hansen J.S., Heppler G.R. Dynamics of a three-dimensional overhead crane system. *Journal of Sound and Vibration*. 2001. Vol. 242 (3). P. 411–426. DOI: 10.1006/jsvi.2000.3375.
27. Grigorov O., Druzhynin E., Strizhak V., Strizhak M., Anishchenko G.). Numerical simulation of the dynamics of the system "trolley - load - Carrying rope" In a cable crane. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018. Vol. 3. Issue 7-93. 6–12. DOI:10.15587/1729-4061.2018.132473.
28. M. Ambrosino, M. Berneman, G. Carbone, A. Dawans, E. Garone. Modeling and control of 5-DoF boom crane. *ISARC: Proceedings of the International Symposium on Automation and Robotics in Construction*. Kitakyushu. 2020. P. 25-30. doi: 10.22260/ISARC2020/0071.
29. Bello, M.M., Mohamed, Z., Efe, M.Ö., & Ishak, H. Modelling and dynamic characterisation of a double-pendulum overhead crane carrying a distributed-mass payload. *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2024. 134, article number: 102953. doi: 10.1016/j.simpat.2024.102953.
30. Michna, M., Kutt, F., Sienkiewicz, Ł., Ryndzionek, R., Kostro, G., Karkosiński, D., & Grochowski, B. Mechanical-level hardware-in-the-loop and simulation in validation testing of prototype tower crane drives. *Energies*. 2020. 13(21), article number: 5727. doi: 10.3390/en13215727.
31. Krishna A., Bisht R.S., Panigrahi S.K. Dynamic Modelling and Payload Response Analysis of a 3-D Overhead Gantry Crane. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2021. P. 189–198.

32. Li S., Zou Y., Lai X., Liu Z., Wang X. Performance-maximum optimization of the intelligent lifting activities for a polar ship crane through trajectory planning. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C. Journal of Mechanical Engineering Science*. 2023. Vol. 4. P. 765-781. DOI: 10.1177/0954406222111117
33. N. Sun, T. Yang, Y. Fang, Y. Wu, H. Chen. Transportation control of double-pendulum cranes with a nonlinear quasi-PID scheme: design and experiments. *IEEE Trans. Syst. Man Cybern. Syst.* 2019. 49(7). P. 1-11, doi: 10.1109/TSMC.2018.2871627.
34. Ловейкін, В.С., Ромасевич, Ю.О., Муштин, Д.І. (2020). Розробка системи оптимального керування механізмами зміни вильоту вантажу та повороту баштового крана. *Машинобудування*. №26. С. 5-17.
35. Ловейкін, В.С., Ромасевич, Ю.О., Пилипенко, А.П., Муштин, Д.І. Експериментальні дослідження сумісного руху механізмів повороту та переміщення візка баштового крана. Частина 1. Підйомно транспортна техніка. 2020. №3. С.15-26.
36. K. J. Jensen, M. K. Ebbesen, M. R. Hansen, Anti-swing control of a hydraulic loader crane with a hanging load. *Mechatronics*, 2021. vol. 77, doi: 10.1016/j.mechatronics. 2021. 10259.
37. H. T. Shi, J. Q. Huang, X. Bai, X. Huang, J. Sun. Nonlinear Anti-swing Control of Underactuated Tower Crane Based on Improved Energy Function. *Int. J. Control Autom. Syst.* 2021. vol. 19. P. 3967–3982, doi:10.1007/s12555-020-0292-1.
38. H. Y. Qiang, Y. G. Sun, J. C. Lyu, D. S. Dong. Anti-Sway and Positioning Adaptive Control of a Double-Pendulum Effect Crane System with Neural Network Compensation. *Front. Robot. AI*. 2021, vol. 8, doi:10.3389/frobt.2021.639734.
39. Ye and J. Huang, (2023). "Control of Beam-Pendulum Dynamics in a Tower Crane With Slender Jib Transporting a Distributed-Mass Load", in *IEEE*

- Transactions on Industrial Electronics. 2023, vol. 70, no. 1, pp. 888-897, Jan. 2023.
40. M. Wu, L. Li, Y. Li. Dynamic analysis of a container crane considering the coupling effect between spreader and cargo // Journal of Vibroengineering. 2019. Volume 21. Issue 2. March. P. 360-373.
  41. Michna M., Kutt F., Sienkiewicz Ł., Ryndzionek R., Kostro G., Karkosiński D., Grochowski B. Mechanical-Level Hardware-In-The-Loop and Simulation in Validation Testing of Prototype Tower Crane Drives. Energies. 2020. Vol. 13(21):5727
  42. Reutov A.A. Dynamic Modeling of Lift Hoisting Mechanism Block Pulley./ Reutov A.A., Kobishchanov V.V., Sakalo V.I. // 2nd International Conference on Industrial Engineering, ICIE. Procedia Engineering. 2016. Volume. 150. P. 1303-1310. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.300>
  43. M. Ambrosino, M. Berneman, G. Carbone, A. Dawans, E. Garone. (2020). Modeling and control of a crane with a 5-boom reach. ISARC: Proceedings of the International Symposium on Automation and Robotics in Construction. Kitakyushu. 2020. 25-30.
  44. A. Kim, J. Kim. Dynamic analysis and control of an overhead crane with multiple hoists using a sliding mode control approach // Journal of Mechanical Science and Technology, Volume 35, Issue 8, August 2021, P. 4055-4065.
  45. Rigatos G., Abbaszadeh M., Pomares J. Nonlinear optimal control for the 4-DOF underactuated robotic tower crane. Autonomous Intelligent Systems. 2022. Vol. 2 (1). No. 21. DOI: 10.1007/s43684-022-00040-4.
  46. Yang T., Sun N., Chen H., Fang Y. Neural network based adaptive anti-swing control of an underactuated ship-mounted crane with roll motions and input dead zones. IEEE Trans. Neural Netw. Learn. Syst. 2019. <https://doi.org/10.1109/TNNLS.2019.2910580>.

47. Buczkowski R., & Żyliński B. (2021). Finite element fatigue analysis of unsupported crane. *Polish Maritime Research*. 2021. 28(1). P. 127-135. doi:10.2478/pomr-2021-0012.
48. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Ловейкін А.В., Муштин Д.І. Динамічний аналіз руху механізмів зміни вильоту та повороту баштового крана з балочною стрілою. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 2020. Vol. 11. No 1. P. 5-11.
49. Shih-Chung Kang. Numerical Methods to Simulate and Visualize Detailed Crane Activities/ Shih-Chung Kang; Eduardo Miranda. // *Computer-Aided Civil and Infrastructure Engineering*. 2009. 24(3). P. 169–185. doi:10.1111/j.1467-8667.2008.00579.x
50. N. Sun, T. Yang, Y. Fang, Y. Wu, H. Chen (2019). Transportation control of double-jib cranes with a nonlinear quasi-PID scheme: design and experiments. *IEEE Trans. Syst. Man Cybern. Syst.* 2019. 49(7). P. 1408-1418.
51. S.M. Fasih, Z. Mohamed, A.R. Hussain, L. Ramli, A.M. Abdullahi, V. Anjum (2020). Controlling the rotation of a tower crane payload using a neural network-based input shaper. *Measurement and Control (UK)*. 2020. 53(7-8). P. 1171-1182.
52. Hanafy M. Omar, Ali H. Nayfeh. Gain Scheduling Feedback Control of Tower Cranes with Friction Compensation. *Journal of Vibration and Control*, 2004, 10, P. 269–289.
53. Ye.J. Huang (2023). Control of pendulum beam dynamics in a thin boom tower crane transporting a distributed mass load. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 2023. 70(1). P. 888-897.
54. Y. Qian, D. Hu, Y. Chen, Y. Fang and Y. Hu, (2022). "Adaptive Neural Network-Based Tracking Control of Underactuated Offshore Ship-to-Ship Crane Systems Subject to Unknown Wave Motions Disturbances," in *IEEE Transactions on Systems, Man, and Cybernetics: Systems*. 2022, vol. 52, no. 6. P. 3626-3637, June 2022, doi: 10.1109/TSMC.2021.3071546.

55. Fu Liu, Jianwei Yang, Jinhai Wang, Changdong Liu, "Swing Characteristics and Vibration Feature of Tower Cranes under Compound Working Condition", *Shock and Vibration*, vol. 2021, Article ID 8997396, 16 pages.  
<https://doi.org/10.1155/2021/8997396>.
56. Čápková, Romana, and Alena Kozáková. (2019) "Experimental modelling and control of a tower crane." 2019 22nd International Conference on Process Control (PC19). IEEE.
57. Carmona I.G., Collado J. Control of a two wired hammerhead tower crane. *Nonlinear Dynamics*. 2016. 84. P. 2137-2148.
58. Adam P. Piotrowski, Jaroslaw J. Napiorkowski, Agnieszka E. Piotrowska, (2020). Population size in Particle Swarm Optimization, *Swarm and Evolutionary Computation*. 2020. Volume 58, 100718, ISSN 2210-6502, <https://doi.org/10.1016/j.swevo.2020.100718>.
59. Essam H. Houssein, Ahmed G. Gad, Kashif Hussain, (2021). Ponnuthurai Nagarathnam Suganthan, *Major Advances in Particle Swarm Optimization: Theory, Analysis, and Application*, *Swarm and Evolutionary Computation*. 2021. Volume 63, 100868, ISSN 2210-6502, <https://doi.org/10.1016/j.swevo.2021.100868>.
60. Shami, Tareq M. and El-Saleh, Ayman A. and Alswaitti,(2022). Mohammed and Al-Tashi. Qasem and Summakieh, Mhd Amen and Mirjalili, Seyedali Оптимізація роєм частинок: всебічний огляд. *IEEE Access*2022. 10. P. 10031-10061. ISSN 2169-3536. URL-адреса: <https://doi.org/10.1109/ACCESS.2022.3142859>.
61. Mewael Isiet, Mohamed Gadala Sensitivity analysis of control parameters in particle swarm optimization, *Journal of Computational Science*. 2020. Volume 41, 101086, ISSN 1877-7503, <https://doi.org/10.1016/j.jocs.2020.101086>. 62.Galafshani A.L. Modeling and Optimal Control of Tower Crane Motions.
62. A thesis of Doctor of Philosophy in Electrical Engineering. 1999, 133 p.

63. Loveikin, V.S., Romasevich, Yu. A., Loveikin, A.V., Khoroshun, A.S. (2022). Optimizing the Start of the Trolley Mechanism during Steady Slewing of Tower Crane// International Applied Mechanicsthis link is disabled.2022. 58(5). P. 594–604.
64. Loveikin, V.S., Romasevych, Y.O., Loveikin, A.V., Korobko, M.M. Optimization of the trolley mechanism acceleration during tower crane steady slewing//Archive of Mechanical Engineeringthis link is disabled. 2022. 69(3), P. 411–429.
65. Romasevych Y., Loveikin V., Loveikin Y. Development of a PSO Modification with Varying Cognitive Term // 2022 IEEE 3rd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek). - Conference Proceedings. DOI: 10.1109/KhPIWeek57572.2022.9916413

## РОЗДІЛ 5

### РОЗРОБКА СИСТЕМИ ОПТИМАЛЬНОГО КЕРУВАННЯ РУХОМ МЕХАНІЗМІВ СТІЛОВИХ КРАНІВ

#### **5.1 Вимоги до виконання технологічних операцій під час зведення споруд інженерного захисту із застосуванням стрілових кранів**

Монтаж конструкцій при зведенні споруд інженерного захисту стріловими самохідними вантажопідійомними кранами вимагає чіткого дотримання правил безпеки та технічних вимог і норм. Важливо правильно підібрати кран у відповідності до виконання навантажувально-розвантажувальних та монтажних операцій споруд інженерного захисту, підготувати місце його встановлення (робочий майданчик), забезпечити надійність конструкцій стрілового крана та дотримуватись проекту виконання робіт (ПВР) або технологічних карт виконання робіт. Розглянемо основні правила монтажу конструкцій стріловими самохідними вантажопідійомними кранами.

##### **5.1.1 Вибір стрілового крана та робочого майданчика**

Стріловий самохідний вантажопідійомний кран обирають з умови, що відповідає вантажопідійомності та габаритам конструкції монтуємих споруд інженерного захисту. Робочий майданчик для встановлення крана повинен бути спланований, мати достатню несучу здатність і відповідати проекту виконання робіт. Майданчик має бути рівним, без схилів, що перевищують допустимі значення, що вказані у паспорті крана. У разі свіжонасипаного ґрунту необхідно забезпечити його ущільнення згідно з проектом виконання робіт. Установлювати стрілові крани на свіжонасипаному неуцільненому ґрунті не дозволяється. У проекті виконання робіт мають бути враховані категорія та характер ґрунту робочого майданчика, а для свіжонасипаного

грунту - зазначені ступінь і (або) технологія його ущільнення. Установлювати вантажопідіймальні крани поблизу укосів котлованів або канав дозволяється за умови дотримання найменших допустимих відстаней від основи укосу котловану (канави) до найближчих опор вантажопідіймального крана, зазначених у Додатку 1 до Правил охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання (Правила 1) [1]. За неможливості дотримання цих відстаней або якщо глибина котловану більше ніж 5 м, укіс має бути укріплений. Спосіб укріплення укосу, а також умови установлення вантажопідіймальних кранів на ґрунті, вид якого не зазначений у Додатку 1 до Правил 1, мають бути визначені в проектній документації.

Установлювати стріловий самохідний вантажопійомний кран необхідно так, щоб під час роботи відстань між поворотною частиною крана за будь-якого її положення та спорудами, штабелями вантажів та іншими предметами була не менше ніж 1000 мм, а під час навантажувально-розвантажувальних робіт - 800 мм. У разі неможливості виконання цієї вимоги допускається виконувати роботи за меншої ніж 1000 мм відстані між поворотною частиною крана за будь-якого її положення та спорудами, штабелями вантажів та іншими предметами під наглядом працівника, відповідального за безпечне проведення робіт.

Під час установлення самохідних вантажопідіймальних кранів стрілового типу для роботи поблизу відкритого розподільчого устаткування (ВРУ) чи в охоронній зоні повітряних ліній електропередачі (ПЛ) відстані від частин кранів у робочому та транспортному положеннях, стропів, інших знімних вантажозахоплювальних пристроїв і вантажів до частин ВРУ та ПЛ, мають бути не менше допустимих відстаней до струмопровідних частин ВРУ та ПЛ, що перебувають під напругою, зазначених у Додатку 2 до Правил 1.

### **5.1.2 Підготовка стрілового крана до виконання технологічних операцій**

Необхідно перевірити відповідність металоконструкцій крана, механізмів, гальм та вантажозахоплювальних пристроїв існуючим Правилам будови і безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів (Правила 2) [2] та їх захист від корозії. Забезпечити надійну фіксацію висувних частин стрілового самохідного крана (стріли, виносних опор) у робочому положенні.

Необхідно встановити стріловий самохідний вантажопідйомний кран на всі наявні опори, підклавши під них міцні підкладки. Також треба переконатися, що кран встановлено згідно з проектом виконання робіт та Правилами 1.

Не допускається переміщення вантажів над робочими місцями людей.

Необхідно дотримуватись правил сигналізації при виконанні розвантажувальних, навантажувальних та монтажних операцій. Використовувати встановлені сигнали для керування краном під час монтажу.

Треба забезпечувати чітку взаємодію між стропальником та машиністом крана.

### **5.1.3 Вимоги до виконання технологічних операцій стріловими самохідними вантажопідйомними кранами**

Стрілові самохідні вантажопідйомні крани можуть бути допущені до підймання та переміщення тільки тих вантажів, маса яких не перевищує їх вантажопідйомність. Використання вантажопідйомних кранів у більш тяжкому режимі, ніж зазначений у журналі нагляду (паспорті), не дозволяється. Вантажопідйомні крани, вантажозахоплювальним органом яких є грейфер, допускаються до роботи тільки тоді, коли маса грейфера із зачерпненим матеріалом не перевищує вантажопідйомності крана. Для вантажопідйомних кранів із змінною вантажопідйомністю, яка залежить

від вильоту, ця маса не повинна перевищувати вантажопідіймальності, відповідної вильоту, на якому проводиться робота вантажопідіймального крана з грейфером. У разі підймання та переміщення вантажу кількома стріловими самохідними вантажопідіймальними кранами навантаження, що припадає на кожен вантажопідіймальний кран, не має перевищувати його вантажопідіймальності.

Організація безпечного проведення робіт стріловими самохідними вантажопідіймальними кранами має здійснюватися відповідно до попередньо розроблених і затверджених ПВР або технологічних карт на виконання цих робіт, технологічних карт складування вантажів, навантажування та розвантажування рухомого складу, а також монтажу споруди інженерного захисту. Місце проведення робіт з підймання та переміщення вантажів, у тому числі проходи та проїзди, повинні мати додаткове штучне освітлення, коли освітленість у зоні роботи нижче 10 лк відповідно до вимог ПВР або технологічних карт на виконання робіт (навантажування та розвантажування, складування та монтування).

Змінювати хід з прямого на зворотний під час підймання вантажу стріловими самохідними кранами з електричним приводом необхідно тільки після зупинення механізму піднімання, а під час підходу вантажу до крайніх положень - після уповільнення ходу. Підймання та переміщення вантажів стріловими самохідними кранами мають виконуватися відповідно до технологічних карт на виконання робіт (навантажування та розвантажування, складування і монтування). Не допускається підтягування кранами вантажів під час їх підймання та опускання, підтягування вантажу землею, підлогою чи рейками гаком крана за похилого положення вантажних канатів, а також відтягування вантажу під час підймання, переміщення та опускання. Для розвороту довгомірних і великогабаритних вантажів під час їх підймання, переміщення та опускання застосовуються довгомірні гаки або відтяжки. Не допускається одночасно здійснювати піднімання або опускання двох вантажів, розташованих близько один від одного.

Підіймання та переміщення дрібноштучних і сипких вантажів має здійснюватися в спеціально призначеній для цього тарі, що унеможливорює висипання або випадання окремих вантажів. Підіймання цегли на піддонах без огорожі дозволяється здійснювати під час навантажування та розвантажування автомобілів (на платформу чи з платформи на землю) за умови видалення людей із зони переміщення вантажу.

Навантажувально-розвантажувальні роботи з негабаритними, великоваговими й довгомірними вантажами (устаткування, металеві і залізобетонні конструкції, лісоматеріали, труби, рейки тощо) необхідно проводити стріловими самохідними вантажопідіймальними кранами за відсутності працівників у кабіні і в кузові транспортного засобу, що перебуває під завантаженням (розвантаженням). Під час навантажування та розвантажування довгомірні вантажі повинні бути застроплені двома стропами із застосуванням траверси.

Перед підійманням і переміщенням вантажу мають бути перевірені його стійкість та правильність стропування. Вантаж попередньо піднімають на висоту від 200 мм до 300 мм для перевірки правильності стропування і надійності дії гальма і після цього продовжують підіймання.

Переміщення вантажів необхідно здійснювати плавно, без ривків, ударів і розгойдування на гнучкому підвісі, не допускати їх торкання до предметів, що можуть трапитись на шляху переміщення. Залишати у висячому положенні піднятий вантаж, а також перебування працівників у зоні підіймання (опускання) вантажу забороняється. Не допускається підтримувати, розвертати та направляти вантаж, що перебуває у підвішеному положенні, безпосередньо руками. Виконання цих робіт необхідно здійснювати за допомогою відвідного гака або мотузки, прикріпленої до вантажу.

Під час укладання довгомірних вантажів необхідно застосовувати захвати (кліщі). Для запобігання самочинному скочуванню довгомірних вантажів зі штабелів необхідно встановлювати стійки, прокладки, упори, підпірки та кріплення по обидва боки штабеля. Висота штабеля і стелажа

металопрокату та довгомірного вантажу повинна визначатися залежно від роду матеріалу, допустимого навантаження на одиницю площі підлоги і схеми укладання вантажу. Розвантаження круглого лісу і пиломатеріалів здійснюється на площадки, розміщені перпендикулярно до осі шляху і захищені з кожного боку двома стовпами, або він укладається в стелажі завширшки 3 м і висотою штабеля не більше ніж 3 м. Лісоматеріали укладаються на підкладки з розділенням кожної пачки за висотою прокладками через 1 м.

Вантажопідіймальні крани стрілового типу на пневмоколісному ході, що перебувають у зоні впливу електричного поля, необхідно заземлювати. Під час їх пересування у цій зоні для знімання наведеного потенціалу слід застосовувати металевий ланцюг, що приєднаний до шасі або кузова і торкається землі. Заправляти стрілові самохідні вантажопідіймальні крани пальними та мастильними матеріалами необхідно поза зоною впливу електричного поля. Під час проїзду, установлення та роботи стрілових самохідних вантажопідіймальних кранів відстані від працівників, від частин вантажопідіймального крана в робочому та транспортному положеннях, від стропів інших знімних вантажозахоплювальних пристроїв і вантажів до ВРУ та проводів ПЛ і елементів, що з'єднані з проводами, мають бути не менше допустимих відстаней до струмопровідних частин ВРУ та ПЛ, що перебувають під напругою, зазначених у Додатку 2 до Правил 1.

Не допускається робота стрілових самохідних вантажопідіймальних кранів під час вітру, який спричиняє відхилення на небезпечну відстань вільних (без вантажу) канатів і приладдя, за допомогою яких піднімається вантаж, а також за швидкості вітру, що перевищує допустимі значення, зазначені в журналі нагляду (паспорті) стрілового самохідного вантажопідіймального крана.

### **5.1.4 Вимоги безпеки до роботи стрілових самохідних кранів**

Групи класифікації (режиму роботи) вантажопідіймальних кранів та їх механізмів зазначаються в журналі нагляду (паспорті) стрілового самохідного вантажопідіймального крана. Кліматичне виконання стрілових самохідних вантажопідіймальних кранів має відповідати макрокліматичним районам України, у яких вони можуть експлуатуватися. Стрілові самохідні вантажопідіймальні крани, призначені для експлуатації в сейсмічних районах (понад 6 балів), мають бути призначені для роботи у сейсмічних умовах, відповідних району встановлення крана.

Стрілові самохідні вантажопідіймальні крани мають бути стійкими в робочому та неробочому станах. Розрахунок стійкості стрілових самохідних вантажопідіймальних кранів повинен проводитися відповідно до вимог НД за умови дії випробувального навантаження, дії вантажу (вантажна стійкість), відсутності вантажу (власна стійкість), раптового знімання навантаження та дії монтажних (демонтажних) навантажень. Стрілові самохідні вантажопідіймальні крани, під час експлуатації яких передбачене опускання ненавантаженої стріли в горизонтальне положення, мають бути стійкими. У стрілових самохідних кранів з висувними стрілами, опорами має бути надійна фіксація в робочому положенні висунутої конструкції.

Металоконструкції та металеві деталі стрілових самохідних вантажопідіймальних кранів мають бути захищені від корозії відповідно до умов експлуатації та накопичення в них вологи.

У стрілових самохідних кранах, вантажні лебідки яких з двома приводами останні повинні мати між собою жорсткий кінематичний зв'язок, що унеможливорює довільне опускання вантажу, якщо вийшов з ладу один із приводів. Механізми підймання вантажу та стріли мають бути виконані так, щоб унеможливлювалося вимикання приводу без накладення гальма, а опускання вантажу або стріли здійснювалося тільки від працюючого двигуна.

У стрілових самохідних кранів зусилля підймання (висування) виносних опор або їх частин вручну не повинно перевищувати 200 Н. У разі більшого зусилля виносні опори мають бути обладнані гідравлічним, механічним або іншим приводом.

Стрілові самохідні крани, оснащені ходовою частиною з пружними підвісками, мають бути обладнані пристроями, що виключають дію пружних підвісок і дають змогу передавати навантаження, яке сприймається краном, безпосередньо на ходову частину або виносні опори. Ці крани також мають бути обладнані стабілізатором пружних підвісок, що забезпечує рівномірне передавання навантаження на всі ресори однієї ходової осі для того, щоб забезпечити їх рівномірне осідання під час руху.

Механізми підймання вантажу і зміни вильоту стрілових самохідних вантажопідймальних кранів мають бути обладнані гальмами нормально закритого типу, що автоматично розмикаються під час увімкнення приводу. Гальмо механізму підймання вантажу та зміни вильоту має забезпечувати гальмівний момент з урахуванням коефіцієнта запасу гальмування не менше 1,5. Такий самий запас гальмування застосовується для двобарабанних механізмів з роздільним приводом, у тому числі для механізмів підймання та замикавання грейфера. У разі наявності на приводі механізму підймання вантажу та зміни вильоту двох і більше гальм коефіцієнт запасу гальмування кожного з них має бути не менше 1,25. У механізмі підймання з двома приводами, що вмикаються одночасно і працюють на один барабан або два барабани з кінематичним зв'язком, що не розмикається, на кожному приводі мають бути встановлено не менше одного гальма із запасом гальмування не менше 1,25. У разі застосування двох гальм на кожному приводі за наявності в механізмі двох і більше приводів коефіцієнт запасу гальмування кожного гальма має бути не менше 1,1. Для зниження динамічних навантажень у механізмі зміни вильоту у разі встановлення двох гальм дозволяється приймати коефіцієнт запасу гальмування в одного з них не менше 1,1, у

другого - не менше 1,25. У цьому разі накладання гальм має здійснюватися послідовно й автоматично.

Гальма на механізмах повертання мають бути встановлені на всіх вантажопідіймальних кранах, що працюють на відкритому просторі.

Гаки стрілових самохідних вантажопідіймальних кранів обладнуються запобіжним замком, що унеможливило самочинне випадіння знімного вантажозахоплювального пристрою.

## **5.2 Рекомендації щодо апаратної системи керування рухом механізмів стрілових кранів**

### **5.2.1 Сенсори**

Для організації ефективного та безпечного переміщення вантажу стріловим краном при виконанні операцій із зведення спорд інженерного захисту (уникненням перешкод, висока продуктивність виконання операцій тощо), необхідно використовувати комплекс сенсорів, що дозволяють автоматизувати процес, контролювати середовище робіт і стан механізмів крана (рис. 5.1). Загалом наведений на рис. 5.1 перелік сенсорів дозволяє виконувати автоматичне переміщення вантажів, вчасно виявляти перешкоди, забезпечувати контроль безпеки процесів та позитивно впливає на підвищення продуктивності крана.

Сенсори положення та орієнтації крана визначають точне положення стріли, вантажу та башти крана у просторі. Сенсори зображення та відео (системи зору) надають оператору візуальну інформацію, деякі з них працюють з AI для розпізнавання об'єктів (людина, споруда, машина тощо). Сенсори погодних умов дають дані про зовнішні умови для зупинки/обмеження роботи при сильному вітрі, дощі, морозі тощо. Сенсори виявлення перешкод допомагають уникати зіткнень елементів крана та вантажу з іншими об'єктами чи людьми. Як правило, вони дають інформацію

для запуску протоколів аварійного гальмування. Сенсори механічного та енергетичного навантаження крана контролюють вагу вантажу, натяг гілок каната, захищають від аварій через перевантаження, контролюють навантаження силового обладнання (двигуна, трансмісії тощо). Усі ці сенсори повинні бути підключені до промислового мікроконтролера PLC, SCADA-системи або HMI. Вона збирає дані з усіх сенсорів та комунікує з оператором крана через візуальні протоколи, у аварійних випадках приймає рішення про зупинку механізмів, комунікує із системою верхнього рівня (хмарою).

Для сенсорів бажано обирати компоненти з підтримкою CAN/CANopen – це стандарт для мобільної техніки. Всі датчики мають бути захищені від пилу, вологи, вібрацій, тобто мати IP67 або вище. Вимагається, щоб сенсори надійно працювали у діапазоні температур від  $-40^{\circ}\text{C}$  до  $+85^{\circ}\text{C}$ . Крім того, важливо мати попереднє калібрування або можливість відносно простого калібрувати на місці. Для монтажу камер та систем відеонагляду необхідно використовувати антивібраційні кріплення з гумовими вставками. Бажано обирати камери з обігрівачем та автоматичним очищенням об'єктива, а її живлення відбувається через PoE або стабілізовані 12/24В постійного струму. Камери мають інтегруватися з SCADA або HMI крана. Для кранів бажано використовувати кінцеві вимикачі з інтерфейсами для ПЛК. Інколи для монтажу зручно використовувати комбіновані метеостанції (наприклад, Gill MaxMet GMX200 / GMX501, Lufft WS500-UMB / WS700-UMB, Vaisala WXT530 Series). Сенсори необхідно встановлювати на верхній точці стріли для точного вітрового заміру та обирати анемометри з підігрівом або ультразвукові без рухомих частин. Вони мають інтегруватись у системи SCADA/HMI (бажані інтерфейси Modbus RTU/TCP або CANopen). Для складних сценаріїв роботи (вітер, дощ) потрібно обирати ультразвукові сенсори з компенсацією або LiDAR з IP67+. Бажано, щоб 3D LiDAR був у зв'язці з комп'ютерним зором.



Рисунок 5.1 – Схема системи сенсорів стрілового крана

Таблиця 5.1 – Функції сенсорів, рекомендації щодо їхніх технічних характеристик та варіанти марок

Клас сенсорів	Вид	Виконувана функція	Рекомендації щодо технічних характеристик	Варіанти марок
1	2	3	4	5
Положення та орієнтації крана у просторі	Інклінометр	Вимірювання нахилу стріли крана; кута відхилення канату від вертикалі, кута нахилу платформи крана	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Точність: <math>\leq 0,1^\circ</math> (для стріли), <math>\leq 0,01^\circ</math> (для платформи);</li> <li>✓ Діапазон: <math>\pm 90^\circ</math> або <math>\pm 180^\circ</math></li> <li>✓ Захист: IP67/IP68;</li> <li>✓ Інтерфейс: CANopen, RS-485, 4–20 mA;</li> <li>✓ Діапазон температур: <math>-40\dots+85^\circ\text{C}</math></li> </ul>	SICK TMS/TMM series [3], TE Connectivity 4600 series [4], Murata SCL3300 [5]
	Гіроскоп	Контроль орієнтації платформи крана у просторі	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Точність: <math>\leq 0,01^\circ/\text{с}</math> (низький дрейф);</li> <li>✓ Рівень шуму: <math>\leq 0,01^\circ/\sqrt{\text{Гц}}</math></li> <li>✓ Низький температурний дрейф;</li> <li>✓ Інтерфейси: SPI, CAN, UART</li> </ul>	ST L3GD20H [6], Analog Devices ADXRS649 [7]

1	2	3	4	5
	GPS (із RTK для високої точності)	Прив'язка положення крана на об'єкті виконання робіт	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Точність RTK; 1-2 см;</li> <li>✓ Інтерфейс: NMEA, CAN, Ethernet;</li> <li>✓ Кількість частот: L1/L2 (або L1/L2/L5 для кращої точності);</li> <li>✓ Підтримка: GNSS, GPS, GLONASS, Galileo, BeiDou</li> </ul>	Trimble BX992 [8], u-blox ZED-F9P [9], Hemisphere Atlas [10] або Vector series [11]
	Енкодер	Визначення точного переміщення валів лебідки, поворотного механізму тощо	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Тип: абсолютний (бажано мультиобертвий);</li> <li>✓ Розрядність: <math>\geq 12</math> біт (4096 кроків на оберт);</li> <li>✓ Інтерфейс: SSI, CANopen, PROFIBUS;</li> <li>✓ Надійне кріплення, захист IP67</li> </ul>	Kübler Sendix series [12], SICK DFS60A [13], Heidenhain RCN [14]

1	2	3	4	5
	IMU (інерційна навігаційна система)	Контроль плавності руху механізмів і вантажів	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Кількість ступенів вільності: 6 або 9;</li> <li>✓ Компенсація дрейфу: фільтр Калмана або подібний алгоритм;</li> <li>✓ Інтеграція з RTK;</li> <li>✓ Частота оновлення: <math>\geq 100</math> Гц</li> </ul>	Xsens MTi-680G (з GPS) [15], VectorNav VN-300 [16], SBG Systems Ellipse 2-D/2-N [17]
Сенсори зображення та відео	Камери відеонагляду	Забезпечують оператору візуальний контроль над зоною робіт	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Роздільна здатність: <math>\geq 1080p</math> (Full HD);</li> <li>✓ Кут огляду: <math>90-120^\circ</math> (ширококутні);</li> <li>✓ Нічне бачення: ІЧ-підсвітка до 30-50 м (min 850 нм);</li> <li>✓ Захист: IP67/IP68, антивібраційний корпус;</li> <li>✓ Підключення: PoE (Ethernet), або AHD/SDI;</li> <li>✓ Передача відео; через безпечний канал (VPN, HTTPS);</li> <li>✓ Температурний діапазон: <math>-40...+70</math> °C</li> </ul>	Axis Q6075-E [18], Hikvision DS-2CD2T87G2-L [19], Hanwha Techwin Wisenet X series [20]

1	2	3	4	5
	Тепловізори	У випадку необхідності виконання робіт вночі або контролю температури механізмів	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Теплова чутливість: <math>\leq 50</math> мК (@30°C)</li> <li>✓ Діапазон температур: -40...+100°C</li> <li>✓ Роздільність сенсора: <math>\geq 320 \times 240</math> або <math>640 \times 480</math>;</li> <li>✓ Поле зору: від 20° до 60°</li> <li>✓ Інтерфейс: Ethernet, ONVIF, RTSP</li> </ul>	FLIR A50/A70 [21], Hikvision DS-2TD2637B [22], Guide Infrared PT Series [23]
	Камери з комп'ютерним зором	Виявлення динамічних перешкод (наприклад, людей чи транспорту)	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Обробка відео: Edge AI (вбудований NVIDIA Jetson, Movidius тощо) або сервер;</li> <li>✓ Інтерфейс: Ethernet, USB3.0, GMSL, або CameraLink;</li> <li>✓ Фреймрейт: <math>\geq 30</math> fps;</li> <li>✓ Алгоритми AI: виявлення людей, техніки, споруд, трекінг вантажу тощо;</li> <li>✓ Навчання: підтримка TensorFlow, ONNX, PyTorch</li> </ul>	Basler Ace2 Pro + Jetson Orin Nano [24], IDS NXT rio/rome [25], Hikrobot MV-CG Series [26]

1	2	3	4	5
Сенсори безпеки	Кінцеві вимикачі	Обмежують крайні положення стріли, візка або інших елементів крана	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Тип конструкції: механічний (важіль, ролик, штовхач) або індуктивний/оптичний (безконтактний);</li> <li>✓ Клас захисту: мінімум IP65, бажано IP67 для вуличного використання;</li> <li>✓ Температурний діапазон: -40...+85 °C;</li> <li>✓ Номінальний струм/напруга: <math>\geq 5</math> А при 250В змінного струму або 24В постійного струму;</li> <li>✓ Кількість контактів: 1NO+1NC / 2NO+2NC;</li> <li>✓ Матеріал корпусу: метал або армований пластик</li> </ul>	<p>Schmersal AZ Series [27], Telemecanique XCK-J [28], OMRON D4N Series [29], Siemens 3SE5 Series [30]</p>

1	2	3	4	5
Сенсори погодних умов	Анемометр	Вказують швидкість і напрямок вітру, температуру, тиск та відносну вологість повітря відповідно	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Діапазон вимірювання: 0...50 м/с;</li> <li>✓ Точність: <math>\pm 0,5</math> м/с (до 10 м/с), <math>\pm 3\%</math>;</li> <li>✓ Тип: чашковий, ультразвуковий або лопатевий;</li> <li>✓ Інтерфейс: 4–20 мА, RS-485 (Modbus), CANopen;</li> <li>✓ Живлення: 12–24 В постійного струму;</li> <li>✓ Захист IP65 або вище, стійкість до обмерзання;</li> <li>✓ Температурний діапазон: <math>-40\dots+70</math> °C</li> </ul>	Thies Clima Wind Transmitter Compact [31], Gill WindSonic Ultrasonic [32], Lufft VENTUS X [33]
	Термометр		<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Тип: цифровий або терморезистор;</li> <li>✓ Діапазон: <math>-50\dots+80</math> °C;</li> <li>✓ Точність: <math>\pm 0,2-0,5</math> °C;</li> <li>✓ Інтерфейс: 4-20 мА, Modbus RTU, CAN</li> <li>✓ Захист IP65–IP67, ультрафіолетостійкий корпус</li> </ul>	IFM TA Series [34], WIKА TR21-A [35], Sensirion SHT3x (у складі комбінованих модулів) [36]

1	2	3	4	5
	Барометр		<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Діапазон тиску: 300...1100 гПа;</li> <li>✓ Точність: <math>\pm 0,5-1,0</math> гПа;</li> <li>✓ Тип: Цифровий барометр (або як частина ІМУ);</li> <li>✓ Інтерфейс: I<sup>2</sup>C, SPI, UART, CAN, Modbus;</li> <li>✓ Захист: IP65, антивібраційне виконання</li> </ul>	Bosch BMP388 / BMP390 [37], Lufft WS500-UMB (у складі метеостанцій) [38], Vaisala PTB210 [39]
	Гігрометр		<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Діапазон вологості: 0...100%;</li> <li>✓ Точність: <math>\pm 2\%</math>;</li> <li>✓ Тип: ємнісний або цифровий;</li> <li>✓ Інтерфейс: Modbus RTU, 4–20 мА, CAN;</li> <li>✓ Захист: IP65+, антиконденсатне покриття</li> </ul>	Sensirion SHT85/SHT75 [40], Vaisala HMP110 [41], Rotronic HF1 Series [42]

1	2	3	4	5
Сенсори для виявлення перешкод	LiDAR	Побудова 3D-карти навколишнього середовища і виявлення перешкод у реальному часі	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Тип: 3D;</li> <li>✓ Дальність дії: до 100 м;</li> <li>✓ Точність: <math>\leq 3</math> см;</li> <li>✓ Кут огляду: <math>\geq 270^\circ</math> Н <math>\times</math> 30–90° V (3D);</li> <li>✓ Інтерфейс: Ethernet, CAN, RS-485, Modbus;</li> <li>✓ Захист: IP65–IP67, антивібраційний корпус;</li> <li>✓ Стійкість: до сонця/туману, важливо мати фільтрацію помилкових сигналів;</li> <li>✓ Монтаж: на стрілі, гаку або кабіні, із захисним кожухом</li> </ul>	<p>SICK LMS100 / LMS511 (2D) [43, 44],  Velodyne Puck [45] / Ouster OS1 (3D) [46],  Hokuyo UST-10LX [47]</p>

1	2	3	4	5
	Ультразвукові сенсори	Виявлення близьких об'єктів; добре підходять для обмежених зон	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Дальність дії: 0,2 – 10 м;</li> <li>✓ Точність: <math>\pm 1-2\%</math>;</li> <li>✓ Кут розкриття променя: <math>\leq 15^\circ</math>;</li> <li>✓ Частота вимірювань: <math>\geq 10</math> Гц;</li> <li>✓ Інтерфейс: 4-20 мА, CAN, RS-485, IO-Link;</li> <li>✓ Захист: IP67+, робота при вібраціях, пилу, волозі;</li> <li>✓ Бажана температурна компенсація</li> </ul>	<p>Pepperl+Fuchs UC Series [48], SICK UM30 / UC30 [49], Banner T30UX [50]</p>

1	2	3	4	5
	Інфрачервоні сенсори	Виявлення наближення до об'єктів в темряві або в умовах поганої видимості	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Тип: активний;</li> <li>✓ Дальність дії: 0,1 – 2 м;</li> <li>✓ Застосування: сигналізація присутності людини, контроль зближення;</li> <li>✓ Інтерфейс: PNP/NPN, 4-20 мА, Modbus;</li> <li>✓ Стійкість до світла: захист від помилкового спрацювання на сонце;</li> <li>✓ Захист корпусу: IP65+, вбудований фільтр</li> </ul>	<p>OMRON E3Z Series [51],  Keyence PZ-G Series [52],  Panasonic EX-F1 / EX-L [53]</p>

1	2	3	4	5
Сенсори механічного та енергетичного навантаження	Тензодатчики	Контроль ваги вантажу, запобігання перевантаженню механізмів	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Тип датчика: розтяжний, на стиск, тензоболт, тензошайба;</li> <li>✓ Діапазон навантаження: залежить від моделі крана (наприклад, 0-100 т);</li> <li>✓ Точність: клас 0,1–0,5;</li> <li>✓ Сигнал виходу: 1-3 мВ/В, або з підсилювачем: 4-20 мА / RS-485 / CAN;</li> <li>✓ Захист корпусу: IP67 або вище, антикорозійне покриття;</li> <li>✓ Монтаж: між стрілою і тросом, на осях, на гаку, на опорах;</li> <li>✓ Температурний діапазон: -40...+85 °С</li> </ul>	<p>Vishay Tedea-Huntleigh 355/3590 [54], STRAINSTALL Load Pin / Crosby Straightpoint [55], HBM Z6FC3 / PW15AH [56]</p>

1	2	3	4	5
	Сенсори витрат палива	Контроль енергоефективності двигуна, економія витрат палива	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Тип сенсора: турбінний, шестерний;</li> <li>✓ Діапазон витрати; 1–200 л/год (залежно від потужності двигуна);</li> <li>✓ Точність: <math>\leq \pm 1\%</math>;</li> <li>✓ Інтерфейс: 4-20 мА, CAN J1939, RS-485, імпульсний;</li> <li>✓ Живлення: 12–24 В</li> <li>✓ Температурний діапазон: <math>-40 \dots +80</math> °С;</li> <li>✓ Стійкість: до вібрацій, вологи, дизельного палива;</li> <li>✓ Монтаж: у паливну магістраль</li> </ul>	Technoton DFM 500/600/800 [57], PIUSI K600/3 [58], Aquametro CONTOIL VZO [59], Escort TD-BLE (Bluetooth-сенсор для телеметрії) [60]

1	2	3	4	5
	Сенсори потужності двигуна	Контроль актуального навантаження двигуна	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Тип сенсора: датчик крутного моменту + обертів, або CAN-моніторинг ECU;</li> <li>✓ Вимірювані параметри: потужність (кВт), момент (Н·м), частота обертів (об/хв);</li> <li>✓ Інтерфейс: CAN (J1939/OBD-II), аналоговий (0-10 В / 4-20 мА), RS-485;</li> <li>✓ Метод монтажу: на вал двигуна або зчитування через ECU;</li> <li>✓ Температурна стійкість: до +85 °С, вібро- та вологозахист</li> </ul>	HBM T40B [61] / T12 [62], Technoton DDE / CANPower (оцінка потужності через CAN J1939) [63], Siemens SITRANS Torque Sensors [64], Futek Rotary Torque Sensor TRS Series [65]

При роботі крана із сліпими зонами бажано використовувати ультразвукові та ІЧ-сенсори. Необхідно регулярно проводити калібрування тензодатчиків, а при перевищенні допустимих значень необхідне формування аварійних сигналів та логування даних.

## 5.2.2 Керовані приводи

### 5.2.2.1 Гідравлічні приводи

Для реалізації узгоджених керованих режимів руху механізмів стрілових кранів, а також для довговічності самих механізмів гідроприводи мають відповідати наступним критеріям: 1) плавність ходу та точність позиціонування; 2) можливість регулювання швидкості та зусилля; 3) компактність, надійність та простота обслуговування; 4) стійкість до перевантажень та коливань навантаження; 5) енергоефективність. Для механізмів стрілових кранів рекомендовані гідроприводи наведені у табл. 5.2.

Таблиця 5.2 – Типи застосовуваних на стрілових кранах гідроприводів та їхні переваги

Тип гідроприводу	Переваги	Застосування
Об'ємні гідроприводи	Високий ККД, точне регулювання швидкості і зусилля	Підйом/опускання стріли, поворотна платформа
Гідромотори (радіально-поршневі, аксіально-поршневі)	Компактні, великі зусилля на валу	Поворот платформи, підйом/опускання
Гідроциліндри	Простота, надійність, прямолінійне переміщення	Підйом/опускання стріли, висування/втягування секцій стріли

Залежно від вантажопідйомності крана та вильоту стріли можна рекомендувати різні варіанти марок гідроприводів. Однак, ці рекомендації можна звести у загальну таблицю (табл. 5.3).

Таблиця 5.3 – Діапазони технічних характеристик гідроприводів механізмів стрілових кранів

Параметр	Діапазон значень	Примітка
Тиск у системі	16 – 35 МПа	Типові робочі тиски
Продуктивність насоса	20 – 250 л/хв	Залежно від розміру крана
Потужність приводу	5 – 150 кВт	Підбирається за навантаженням
Швидкість руху гідроциліндра	0,01 – 0,5 м/с	Плавність для точного позиціонування
Момент на валу гідромотора	до 10 кНм	Для поворотних механізмів
Хід гідроциліндра	0,3 – 3 м	Залежно від конструкції стріли

Для забезпечення заданих (оптимальних) законів руху необхідно використовувати сервогідравліку (наприклад, клапани серій 4WRZE, VT із керуванням по зворотному зв'язку), системи з ПЛК для регулювання траєкторії та датчики положення (лінійні енкодери, потенціометри тощо).

Для забезпечення заданих (оптимальних) законів руху необхідно використовувати сервогідравліку (наприклад, клапани серій 4WRZE, VT із керуванням по зворотному зв'язку), системи з ПЛК для регулювання траєкторії та датчики положення (лінійні енкодери, потенціометри тощо).

Для того, щоб забезпечити такі характеристики (табл. 5.3) рекомендується обирати якісні гідромотори та гідронасоси, які виробляються підприємствами із високими стандартами якості: 1) Bosch Rexroth (Німеччина) – аксіально-поршневі насоси A10VSO, гідромотори MCR; 2) Parker Hannifin

(США) – серії PV, PGP, гідромотори серії F11/F12; 3) Danfoss (Колишній Sauer-Danfoss) – гідромотори серії OMS/OMR/OMT; 4) Hydrosila (Україна) – насоси серії НПл, гідромотори ГМР, ГМШ; 5) Eaton (США) – гідромотори серії Char-Lynn, насоси серії Vickers. Також для реалізації законів руху можна рекомендувати гідроциліндри: 1) Hydrosila Cylinders (Україна); 2) Rexroth (Німеччина); 3) Hidrover (Італія).

У табл. 5.4 наведено можливі варіанти гідрообладнання залежно від вантажопідйомності стрілових кранів.

Таблиця 5.4 – Варіанти гідрообладнання залежно від вантажопідйомності стрілових кранів

Елемент системи	Вантажопідйомність крана, т		
	40 і більше	10-40	до 10
Насос	Bosch Rexroth A4VG 71/90/125, Parker Hannifin PVP 23/33/38, Danfoss H1P 80/110/135, Hydrosila НПл 112/160	Bosch Rexroth A10VSO 45/71/100, Parker PVP 16/23/33, Hydrosila НПл 80/112, Danfoss H1P 53/80	Hydrosila НШ32У-3, НПл45 [66], Parker PGP 315, PGM 511 [67], Danfoss SNP2/4 [68]
Гідромотор	Bosch Rexroth MCR-T, MCR-H, Danfoss OMT 500, OMV 630, Poclain Hydraulics MS/MSE 18/25/35, Eaton Char-Lynn 6000/10000 Series, M+S Hydraulic MT 500/630	Danfoss OMT 315/400, OMS 250, Hydrosila ГМР-160, ГМР-250, Bosch Rexroth MCR-A, MCR-T, Eaton Char-Lynn 2000/6000 Series, M+S Hydraulic MR, MS, MT Series	Danfoss OMH 200, OMR 250 [69], Hydrosila ГМШ-50, ГМР-80 [66], Eaton Char-Lynn H Series, S Series [70], M+S Hydraulic [71], MP [72], MR [73]

### 5.2.2.2 Частотно-керовані асинхронні приводи

У вантажопідйомній техніці зберігається стійкий тренд до використання частотно-керованих асинхронних приводів. Їхніми головними перевагами є:

- 1) плавний пуск і зупинка;
- 2) регулювання швидкості у широкому діапазоні;
- 3) реалізація різних профілів зміни швидкості;
- 4) захист від перевантаження;
- 5) функції енергозбереження;
- 6) можливість точного контролю положення (з енкодером).

Для частотно-керованого приводу можна навести загальні рекомендації стосовно механізмів стрілових кранів (табл. 5.5), які б давали змогу реалізувати оптимальні закони руху механізмів.

Виробники частотних перетворювачів досить активно ведуть розробку моделей, які дозволяють забезпечити ці та інші вимоги до керованих приводів. Наведемо деякі з них (табл. 5.6).

Таблиця 5.5 – Загальні рекомендації стосовно частотно-керованого приводу механізмів стрілових кранів

Характеристика / функція	Рекомендація
1	2
Електродвигун	
Тип	Короткозамкнений асинхронний двигун (опційно – двигун з вбудованим енкодером або сенсором температури)
Потужність	5–160 кВт (залежно від механізму)
Номінальна напруга	380-690 В змінного струму
Частота обертання	до 3000 об/хв (з регулюванням 1:10 і більше)

1	2
Момент інерції	Низький або середній
Охолодження	IC416 (примусове вентилявання для роботи на низьких обертах)
Захист корпусу	IP55-IP66, морське або пилозахищене виконання
Частотний перетворювач	
Тип керування	Векторне керування з/без енкодера, DTC або FOC
Діапазон регулювання швидкості	1:10 (без енкодера), до 1:1000 (з енкодером)
Точність позиціонування (з ПД-регулятором та енкодером)	до $\pm 0,1$ мм (при монтажних операціях)
Підтримка різних профілів швидкості	Так (через вбудований ПЛК або параметричну логіку)
Інтерфейси	CANopen, Modbus, Profibus, EtherCAT
Перевантажувальна здатність	150–200% протягом 60 сек
Гальмівний модуль	Вбудований або зовнішній (для швидкої зупинки вантажу, або у випадку значної маси вантажу)
Контроль моменту	Динамічний, для захисту механізмів
Обмеження швидкості	Для безпеки при підйомі важких вантажів
Захист корпусу	IP20-IP65

Таблиця 5.6 – Бренди і моделі елементів частотно-керованих приводів

Бренд	Модель
Асинхронні електродвигуни	
Siemens	1LE1 / 1MB / SIMOTICS FD [74]
ABB	M3BP / M3AA [75]
WEG	W22 Inverter Duty [76]
SEW-Eurodrive	DRN.. + MOVIMOT [77]
Частотні перетворювачі	
Siemens	SINAMICS G120 [78], G130 [79]
ABB	ACS580 [80], ACS880 [81]
Schneider Electric	Altivar ATV71 [82] / ATV930 [83]
Danfoss	VLT AutomationDrive FC302 [84]
Yaskawa	GA700 [85] / A1000 [86]
INVT	Goodrive 300 [87]

### 5.2.3 Мікроконтролерні засоби

Системи керування рухом механізмів стрілових кранів мають високі вимоги до надійності, точності, обробки сигналів у реальному часі та стійкості до електромагнітних завад. Тому вибір мікроконтролера повинен базуватись на таких основних критеріях: 1) CAN / RS485 – промислові шини зв'язку для взаємодії з іншими вузлами або сенсорами; 2) обробка сигналів у реальному часі (RTOS або високопродуктивне ядро) – для точного позиціонування вантажу та уникнення аварійних ситуацій; 3) високий рівень надійності, широкий температурний діапазон роботи ( $-40^{\circ}\text{C} \dots +85^{\circ}\text{C}$ ), ESD-захист; 4) наявність достатньої кількості аналогових та цифрових входів та виходів; 5) низький рівень енергоспоживання (якщо є живлення від акумуляторів у резервному режимі). Цим високим вимогам у тій чи іншій мірі відповідають мікроконтролери, опис яких подано у табл. 5.7.

Таблиця 5.7 – Рекомендовані марки мікроконтролерів для систем керування рухом механізмами стрілових кранів та їхні основні характеристики

Бренд та марка мікроконтролера	Основні технічні характеристики	Особливості
1	2	3
STMicroelectronics STM32 (STM32F4, STM32F7, STM32H7) [88]	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Архітектура: ARM Cortex-M4 / M7;</li> <li>✓ Тактова частота: до 480 МГц (STM32H7);</li> <li>✓ ОЗП (RAM): до 1 МБ;</li> <li>✓ Інтерфейси: CAN, USART, SPI, I2C, PWM, Ethernet</li> </ul>	Підтримка FreeRTOS, багатоканальні ШІМ, А/D та D/A перетворювачі. Вони широко використовуються в промислових рішеннях. Доступна документація та бібліотеки (HAL/LL, CubeMX). Надійність у складних умовах.
Texas Instruments – TMS320F2806x (C2000 family) [89]	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Архітектура: 32-bit C28x + контрольний підпроцесор CLA;</li> <li>✓ Тактова частота: до 90 МГц;</li> <li>✓ Інтерфейси: CAN, SPI, UART, ePWM</li> </ul>	Спеціалізована серія для керування моторами та силовими приводами. Висока точність ШІМ, надшвидкий АЦП, апаратна підтримка QEP.
NXP – LPC5500 / i.MX RT Series [90]	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Архітектура: ARM Cortex-M33 (LPC) / Cortex-M7 (i.MX RT);</li> <li>✓ Тактова частота: до 600 МГц;</li> <li>✓ Інтерфейси: CAN-FD, PWM, UART, SPI</li> </ul>	Висока продуктивність при низькому енергоспоживанні. Потужні ядра для обробки великих обсягів даних. Придатні для роботи в реальному часі.

1	2	3
Microchip (Atmel) – SAM E70 / SAME51 [91, 92]	<ul style="list-style-type: none"> <li>✓ Архітектура: ARM Cortex-M7;</li> <li>✓ Тактова частота: до 300 МГц</li> <li>✓ Інтерфейси: CAN-FD, Ethernet, SPI, UART, PWM</li> </ul>	Висока надійність, промислова температура, підтримка FreeRTOS. Має повний набір промислових інтерфейсів. Відмінна підтримка середовищ Atmel START, MPLAB. Добре підходить для зв'язку, збору даних та задач керування.

Для стрілових кранів, які при експлуатації дозволяють виконувати суміщення окремих операцій (поворот, підйом, висування стріли тощо) мікроконтролери STM32H7 або TMS320F28069M є оптимальними рішеннями. Для стрілових кранів, які будуть працювати із наперед відомими факторами небезпеки (вітер, туман, ухили площини тощо) варто застосувати інтелектуальні алгоритми керування, які зручно апаратно реалізувати на мікроконтролерах i.MX RT1062 або SAME70. Крім того, функції Watchdog, CRC, Flash ECC – є обов'язковими для підвищення безпеки виконання операцій при зведенні споруд інженерного захисту. Для того, щоб забезпечити надійні комунікації між мікроконтролером та іншими пристроями (сенсорами, приводами, системами індикації та сповіщення тощо) необхідно використовувати мікроконтролери із підтримкою CAN-FD.

### 5.3 Розробка структурно-функціональної схеми системи керування

Для реалізації системи керування рухом механізмами стрілового крана при виконанні операцій по зведенню споруд інженерного захисту необхідно спиратись на схему, яка представлена на рис. 5.2. Вона складається з наступних основних функціональних блоків:

- ❖ сенсорна підсистема (сенсори положення елементів крана, зображення та відео, безпеки руху, погодних умов, перешкод, механічного та енергетичного навантаження (рис. 5.1));
- ❖ інформаційна підсистема оператора (панель оператора, візуальні та звукові індикатори);
- ❖ підсистема введення команд (джойстик керування оператора, кнопки та інші апарати);
- ❖ мікроконтролерна підсистема (мікроконтролер та його апаратна обв'язка);
- ❖ виконавча підсистема (блок драйверів, блок електро- та гідроприводів; блок механізмів підйому вантажу, повороту, висування стріли);
- ❖ комунікаційна шина (CAN, RS485, Ethernet тощо).

Центральним елементом системи є мікроконтролерна підсистема, яка зчитує дані з сенсорів, опрацьовує сигнали з панелі оператора та джойстика, передає команди драйверам приводів та іншим виконавчим елементам.

Інформаційна підсистема оператора та підсистема введення команд з'єднана із мікроконтролером через шини UART/CAN. Із мікроконтролером також з'єднуються драйвери приводів (частотні перетворювачі, гідравлічні розподільники з електрокеруванням тощо).

Підсистема, яка забезпечує стійкий обмін даними в умовах виконання робіт, є комунікаційна шина.

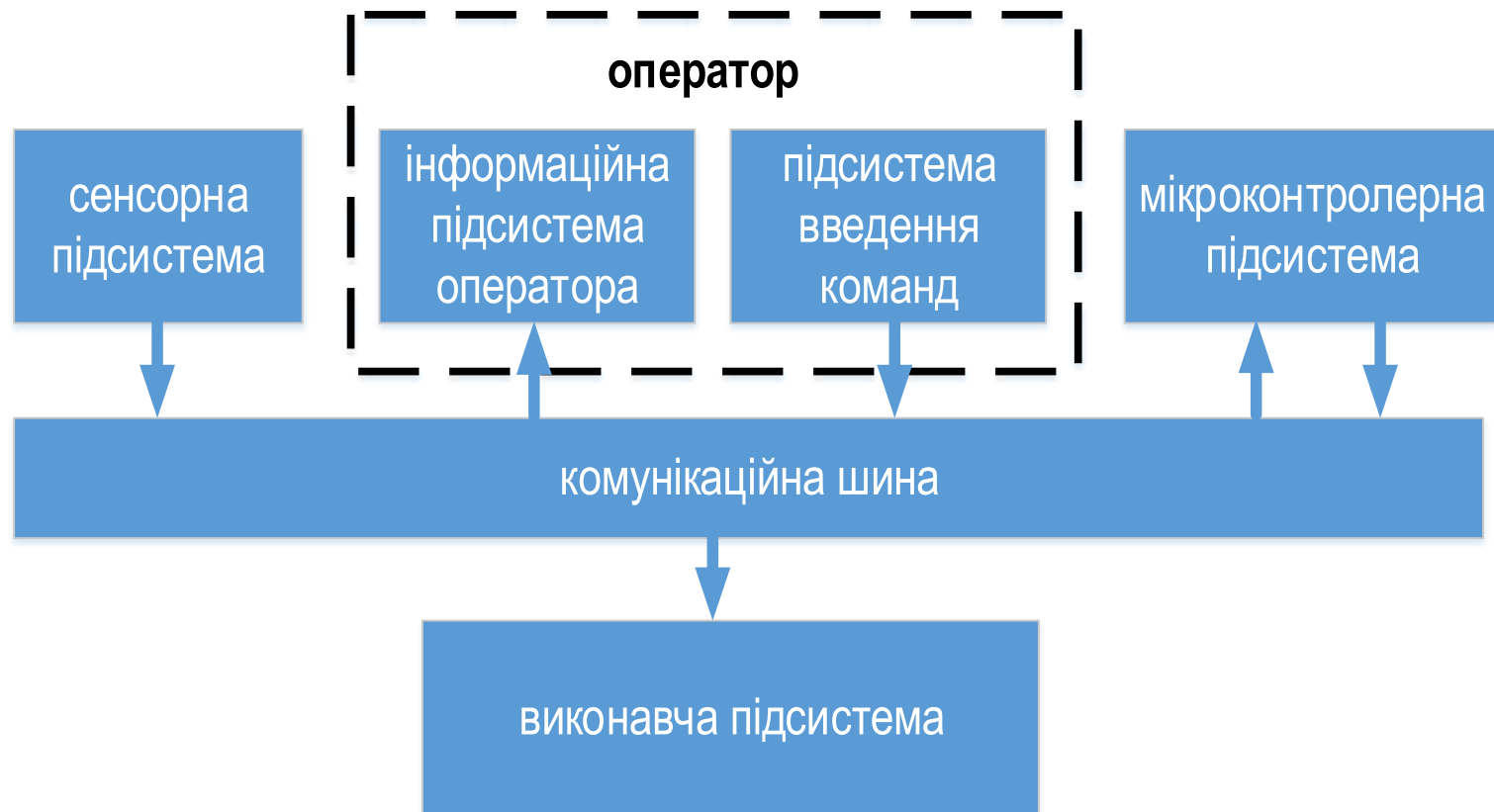


Рисунок 5.2 – Структурно-функціональна схема системи керування рухом механізмів стрілового крана

На програмному рівні робота цієї схеми може бути описана за допомогою наступного алгоритму:

### **1. Збір даних:**

- 1.1. Контролер циклічно опитує сенсори;
- 1.2. Із джойстика надходять команди у вигляді переміщень або швидкостей окремих приводів механізмів крана;
- 1.3. Виконується обробка переривань від кнопок та інших апаратів введення даних;

### **2. Обробка сигналів:**

- 2.1. Фільтрація сигналів сенсорів (наприклад, фільтр Калмана, Баттерворта, або біжучого середнього);
- 2.2. Алгоритм безпеки перевіряє допустимі межі механічного та енергетичного навантаження, положення вантажу, гака, елементів механізмів, сили вітру, температури та вологості навколишнього середовища, туману тощо;

### **3. Генерація і передача команд керування:**

- 3.1. Виходячи з положення джойстика або обраної програми, мікроконтролер формує команди, які передаються на драйвери приводних механізмів. При цьому обов'язково встановлюється можливість виконання операції із врахуванням обмеженості робочої зони, перешкод (споруд, техніки, людей тощо);
- 3.2. Команди надсилаються драйверу у вигляді керуючих сигналів (аналоговими сигналами напруги чи струму, пакетами даних при реалізації загальнопромислових протоколів передачі даних);

### **4. Зворотний зв'язок**

- 4.1. Система порівнює бажане положення вантажу/гака крана з реальним і коригує керуючі сигнали, застосовуючи алгоритми ПД-регулювання або інші типи регуляторів;

4.2.Передача інформації оператору крана (виведення актуальних даних на панель оператора, візуальна та/або звукова індикація аварійних ситуацій тощо);

**5. Апаратна та програмна діагностика та проведення налаштувань.** Цей блок не входить у загальний цикл керування, він ініціалізується за запитом оператора крана або коли у системі виникають збої у роботі обладнання/програмних компонентів та аварійні ситуації. Інший сценарій виклику цього блоку може відбуватись при проведенні налаштувань обладнання після ремонту та/або його заміни.

Структурно-функціональна схема системи керування рухом механізмів стрілового крана поєднує апаратне та програмне забезпечення в єдину мережеву систему, що забезпечує точне, безпечне і ефективне керування всіма операціями крана в реальному часі. Вона є підґрунтям для реалізації узгоджених оптимальних режимів руху окремих механізмів крана. Її необхідно використовувати на перших етапах проектування системи для розробки структури системи керування та узгодження зв'язків між окремими її елементами.

#### **5.4 Розробка програмного забезпечення для керування рухом механізмів стрілового крана**

##### **5.4.1 Огляд функціональних можливостей програмних продуктів для організації роботи кранів**

У даному пункті дамо короткий аналіз програмних продуктів для організації та керування рухом вантажопідйомних кранів.

Один із популярних продуктів TMEIC Crane Management System (CMS) [93] розроблений компанією TMEIC (Японія). CMS – це простий у використанні людино-машинний інтерфейс, що забезпечує оператору повний огляд крана. Екрани НМІ відображають детальну інформацію про механічне

та електричне обладнання крана з даними в режимі реального часу та тенденціями їх зміни. Інтерфейс має такі технічні особливості:

- повна графічна оцінка крана з даними, включаючи положення стріли, навантаження крана та швидкість вітру, стан підйомника, візка, порталу, стріли тощо (рис. 5.3);
- реєстратор тенденцій щодо зміни окремих характеристик, які обираються оператором, та даними від приводів;
- звітність про несправності та тривоги;
- додатковий бездротовий зв'язок та дистанційний моніторинг.

Інтерфейс має наступні функції:

- постійно контролює та збирає дані про стан крана;
- допомагає повідомляти та аналізувати причину несправності/тривоги;
- допомагає відновити роботоздатний стан крана після відмови на ранній стадії та підвищує продуктивність крана;
- раціоналізує технічне обслуговування та керування краном шляхом профілактичного обслуговування;
- збирає дані про обробку контейнерів.

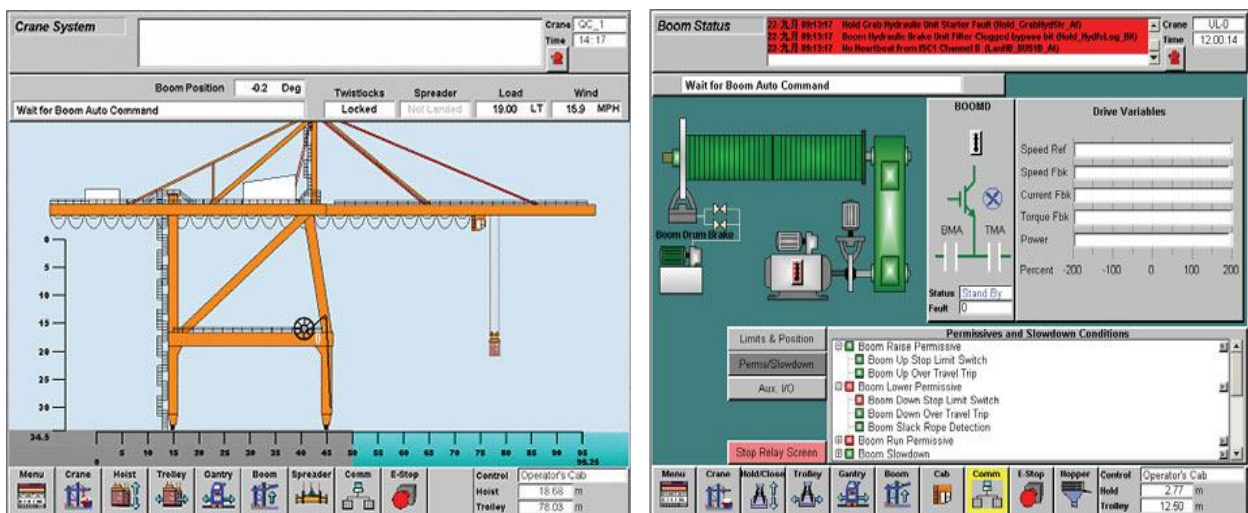


Рисунок 5.3 – Зовнішній вигляд вікон інтерфейсу TMEIC CMS

Ще одна подібна система Kuenz CMS (Crane Management System) [94] розробника Kuenz (Австрія) має і дає доступ до інформації щодо роботи крана

завдяки сучасному графічному інтерфейсу користувача. Стандартизований дизайн панелі керування забезпечує легке керування кранами. Оператор може бачити стан крана, наприклад:

- положення, швидкість окремих механізмів, вагу вантажу тощо (рис. 5.4);
- сигнали тривоги;
- інструменти підтримки;
- швидкий доступ до статистичної інформації щодо роботи крана та інші.



Рисунок 5.4 – Зовнішній вигляд вікна інтерфейсу Kuenz CMS

Система SIMOCRANE Crane Management System – це PC-базований SCADA-інструмент для візуалізації та керування кранами [95]. Він призначений для операторів, технічного персоналу та менеджерів, щоб збирати, обробляти та відображати важливу інформацію у потрібний момент. Ключові функції програмного забезпечення (рис. 5.5):

- візуалізація в реальному часі роботи крана;
- повна графічна панель управління, що відображає статус навантаження, позицію гака, руху тощо, сприяючи швидким рішенням і реагуванню оператора;
- операційна діагностика та повідомлення;

- ведення журналів аварій, повідомлень про технічні несправності, що допомагає та прискорює діагностику і обслуговування;
- збір даних і аналітика (моніторинг часу роботи та циклів навантажень крана);
- гнучкість через можливість налаштування та розширення відповідно до специфічних проектів або типу кранів завдяки відкритій архітектурі.



Рисунок 5.5 – Зовнішній вигляд вікна інтерфейсу SIMOCRANE CMS

Один із просунутих та дуже потужних інструментів для планування руху кранів розроблений компанією Liebherr. Liebherr Crane Planner 2.0 – це професійне програмне забезпечення для планування роботи кранів, яке має декілька ключових функції [96]:

- 3D-візуалізація та інтерфейс у режимі реального часу (інтерактивна 3D-модель крана у реальних умовах та масштабі без необхідності CAD-програм чи потужного ПК) (рис. 5.6);
- Google Maps інтеграція (імпортує реальне оточення для точного планування на місцевості);
- дані LML/LICCON (система обмеження моменту вантажу) використовуються так само, як у реальних кранах, забезпечуючи

достовірні розрахунки вантажопідймальності, центрів ваги, тиску на ґрунт і опори;

- автоматичний перерахунок характеристик при будь-якій зміні – довжини стріли, кута її нахилу (повороту), положення візка – у режимі реального часу;
- автоматичне виявлення потенційних зіткнень – між краном, вантажем і навколишніми об'єктами;
- інструмент встановлення дистанцій для точного позиціонування (з точністю до сантиметра), включно з будівлями та технікою;
- мобільність та бібліотеки об'єктів (підтримка більше 30 типів Liebherr кранів із 1,6 млн можливих конфігурацій) та бібліотеки 3D-об'єктів (вантажі, будівлі, дороги та ін.) для швидкого розміщення і тестування сценаріїв;
- генерація детальних звітів: технічні креслення, параметри (вантажопідймальність, центри ваги, опорні тиски) по кожному кроку підйому;
- мобільна веб-версія (CP mobile) із онлайн-доступом до основних параметрів: вибір машини, геометрія підйому, тиск на ґрунт, вивід PDF-звітів.



## Рисунок 5.6 – Зовнішній вигляд вікна інтерфейсу Liebherr Crane Planner 2.0

Багатофункціональним є програмне забезпечення CRANEbee®, яке позиціонується як 3D-планувальник, який дозволяє вставити крани у віртуальне середовище будівельного майданчика [97]. В основі інструменту – реалістичні інтерактивні 3D-моделі кранів (рис. 5.7).

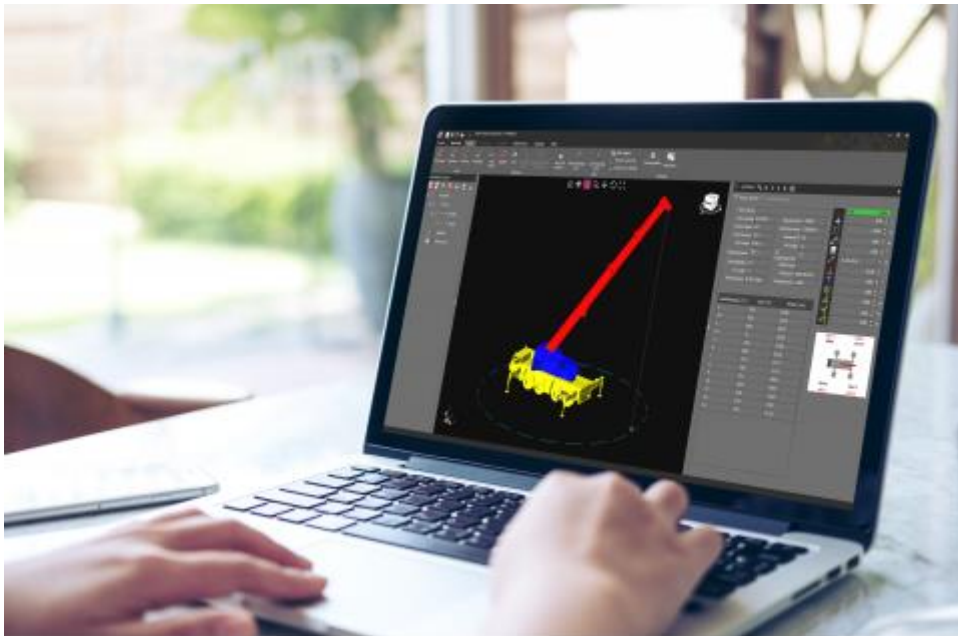


Рисунок 5.7 – Зовнішній вигляд вікна інтерфейсу CRANEbee®

Основні функції CRANEbee®:

- автоматичний вибір крана (програма аналізує введені дані та пропонує найбільш підходящий кран із доступної бази);
- точне 3D-середовище та виявлення зіткнень (можна вставити фонову картинку PDF/графічне зображення майданчика, розташувати крани та 3D-перешкоди. При змінах в параметрах здійснюється миттєвий перерахунок геометрії й проводиться перевірка на зіткнення або обмеження робочого простору);
- розрахунок тиску на ґрунт (система обраховує тиск на ґрунт з урахуванням конфігурації, ваги, ауттригерів, підтримуючих матів, що важливо для безпечного розміщення техніки);
- CAD-інтерфейс та документація (підтримується інтеграція з CAD: експорт креслень у AutoCAD, згенеровані PDF-звіти включають конфігурації крана, навантаження, креслення, розміщення тощо);

- підтримка функції Tandem-Lift (для великих кранів, наприклад, MLC 300/650 доступний план підйому двома кранами із відповідними обмеженнями й параметрами).

Система EXPERTOPERATOR™ від PAR Systems [98] – це програмно-апаратне рішення для безсенсорного керування кранами, яке зводить до мінімуму коливання вантажу для підвищення продуктивності та безпеки. Вона вбудовується між пультом оператора та приводами крана. Система автоматично коригує команди керування оператора, так що навіть оператори з мінімальним досвідом керують рухом вантажу досить професійно. Ключові функції системи:

- забезпечення усунення коливань вантажу (anti-sway) – зменшує маятникові рухи вантажу на 85-95 %;
- підвищує продуктивність за рахунок скорочення одного циклу на 10–40 %;
- скорочення часу навчання операторів – нові оператори швидко опановують роботу, і стають ефективними майже як досвідчені – навчання скорочується до 1/8 початкового часу;
- зниження зносу обладнання за рахунок того, що зменшується кількість пусків-стопів, рухи крана стають плавнішими, а елементи приводу працюють довше;
- додаткові модулі PAR: SAFEMOVE™ (Collision Prevention) – віртуальні зони безпеки, що обмежують рух крана у зазначених областях для запобігання зіткненням; CRANEVISION™ (Side Load & Snag Detection) камери та алгоритми визначають бічні навантаження і можливі затримання для автоматичного коригування руху; AUTOMOVE™ (Automatic Positioning) – автоматична точна навігація вантажу за заданими точками маршруту для зменшення втручання оператора.

viAct Crane Safety Software [99] – комплексне рішення для автоматичного розпізнавання небезпечних ситуацій при виконанні навантажувально-розвантажувальних операцій, із застосуванням відео- й IoT-

аналітикою для забезпечення безпеки, оптимізації ефективності та створення простору, де робота кранів виконується.

Основні функції:

- комп'ютерний зір і Edge AI (відеоаналітика без затримок, без залежності від хмари, моніторинг гака, кута підйому, маятникових рухів вантажу, перевантажень з формуванням миттєвих сигналів);
- виявлення ризиків при переміщенні вантажу (коливання вантажу, надмірний кут, занадто велике навантаження – система попереджає про це ще до початку виконання руху);
- автоматична передпідйомна перевірка (цілісність гаків та скоб, відповідність зон підйому);
- геозонування та контроль доступу (AI-визначення небезпечних зон навколо підйому, фіксація проникнень людей чи обладнання, формування звукових/візуальних сигналів);
- постійний моніторинг дистанцій до інших кранів або об'єктів (запобігання зіткненням);
- моніторинг поведінки оператора (виявлення зосередженості/втоми оператора через відхилення в керуванні; фіксація неуважності або відволікань);
- реєстрація інцидентів і відеострім (автоматичне записування ситуацій з порушеннями для подальшого аналізу, навчання, звітності);
- аналітика ефективності (оцінка роботи крана: ефективність, приховані дефекти, рекомендації для обслуговування; зниження інцидентності до 95 %);
- AI-помічник та безпечність даних (віртуальний чат-асистент (viGent): пояснює, попереджає, відповідає на питання).

Хмарна платформа CraneTime [100] від Voyage Control призначена для планування, керування та аналізу роботи баштових кранів на будівельних майданчиках (рис. 5.8).

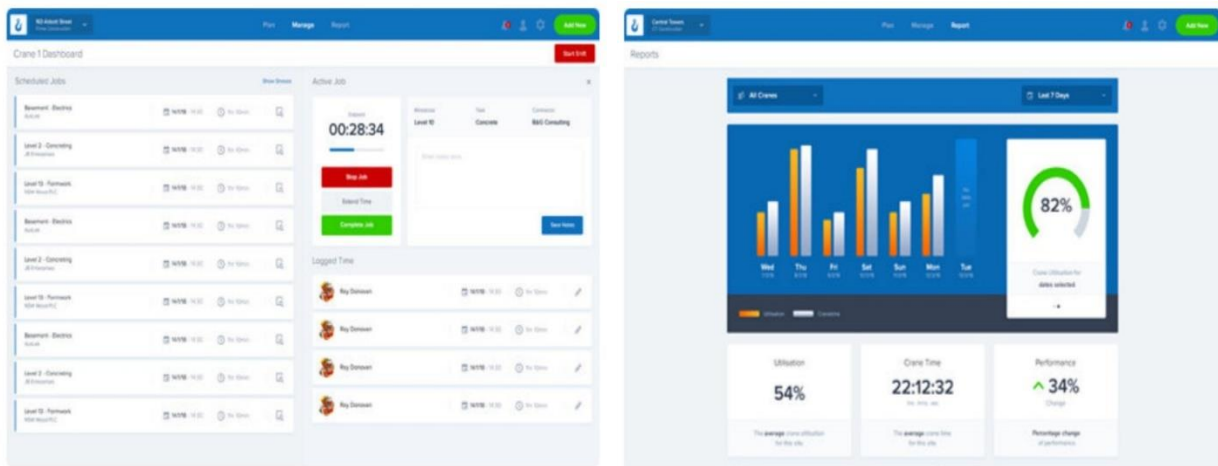


Рисунок 5.8 – Зовнішній вигляд вікна інтерфейсу CraneTime

Її основні функції:

- планування (пошук доступності кранів одним кліком, візуальне планування майбутніх підйомів як на сьогодні, так і на майбутні дати);
- керування (динамічна зміна завдань, перенесення підйомів, зміна маршрутів, підтримка одночасної роботи з однією або декількома машинами);
- аналітика та звітність (формування автоматичних щоденних звітів про продуктивність, «вузькі місця», затримки, аналіз часу роботи крана, відстеження доставок вантажів на локації, будівлі, поверхи);
- інтеграція та доступність (web-додаток, доступний як із десктопу, так і через мобільні девайси на майданчику, інтеграція з другими модулями Voyage Control для контролю логістики та доставок вантажів);
- додаткові можливості (Live Board: великий екран із розкладом підйомів, типом крана, доставками вантажу; звіти про точний аналіз затримок, скасованих доставок вантажів, пошкодження вантажів тощо).

RMT Solutions використали CAD/3D-моделі кранів та перешкод для розробки програмного забезпечення KranXpert (рис. 5.9) для створення віртуальних макетів підйомів мобільних і баштових кранів, де виявляються потенційні зіткнення, перевантаження чи нестабільність ще до початку робіт [101].

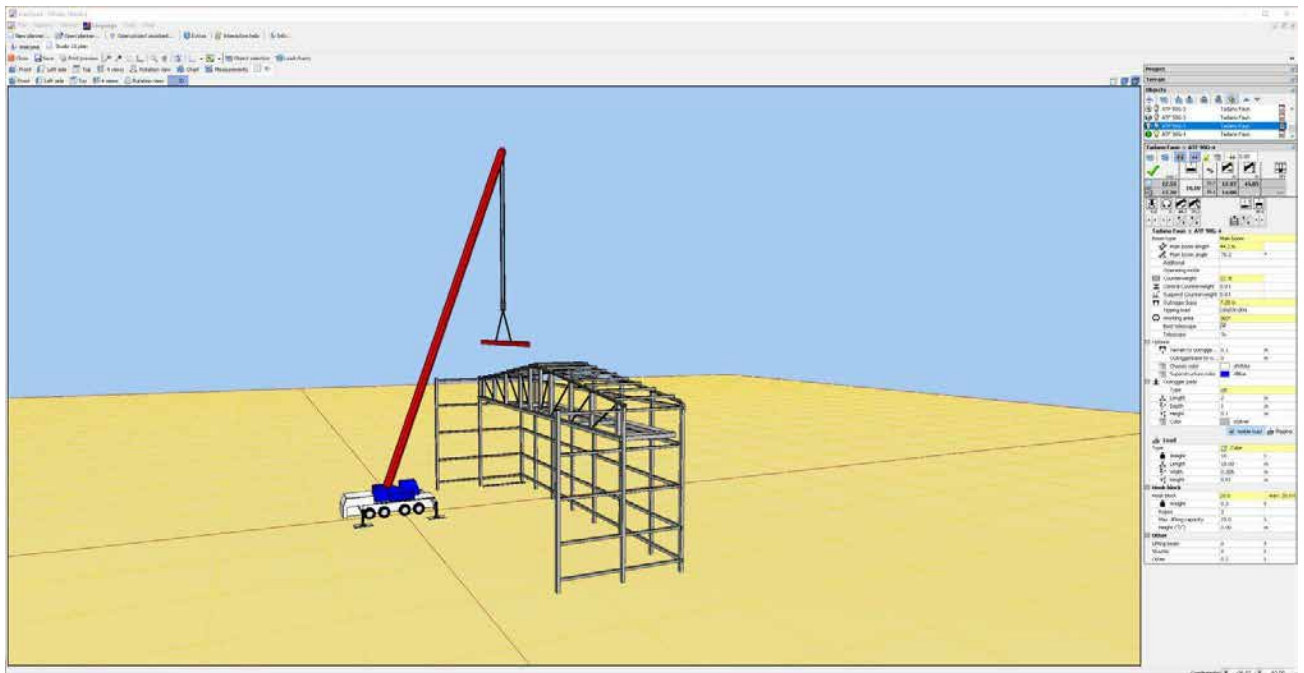


Рисунок 5.9 – Зовнішній вигляд вікна інтерфейсу KranXpert

Основні функції цього програмного забезпечення:

- 3D візуалізація крана й майданчика (об'ємне подання підйому, з можливістю обертання огляду, імпорту зображень, CAD-креслень чи навіть BIM-моделей);
- автоматична перевірка перешкод (система миттєво визначає можливі зіткнення крана, вантажу або стріл із об'єктами та видає попередження);
- розрахунок опору ґрунту (автоматичний аналіз опорного тиску крана включно з розподілом по ауттригерам або гусеницях);
- детальне моделювання вузлів (працює з бібліотеками оснастки: шланги, стропи, крани, вантажні деталі);
- підтримка кількох кранів;
- можливе моделювання складних операцій з tandem-lift;
- експорт та звітність (вивантаження в CAD-формати (DXF/DWG), PDF-звіти з кресленнями, параметрами підйому, обґрунтуванням обраної конфігурації);

- спільна робота та доступність (поширення проєктів через URL, перегляд у браузерях або мобільних пристроях, включно з візуалізацією через VR-симуляцію).

#### 5.4.2 Теоретичні результати розробки програмного забезпечення для керування рухом механізмами стрілового крана

У даному пункті опишемо теоретичні результати, які були покладені у основу розробки програмного забезпечення для керування рухом механізмів підйому вантажу та повороту стрілового крана. Оскільки методика отримання цих результатів є однаковою, то дамо опис вирішення задачі оптимізації режиму руху механізму підйому вантажу лише для оптимального за одним критерієм режиму розгону механізму підйому вантажу. Динамічна модель механізму представлена на рис. 5.10.

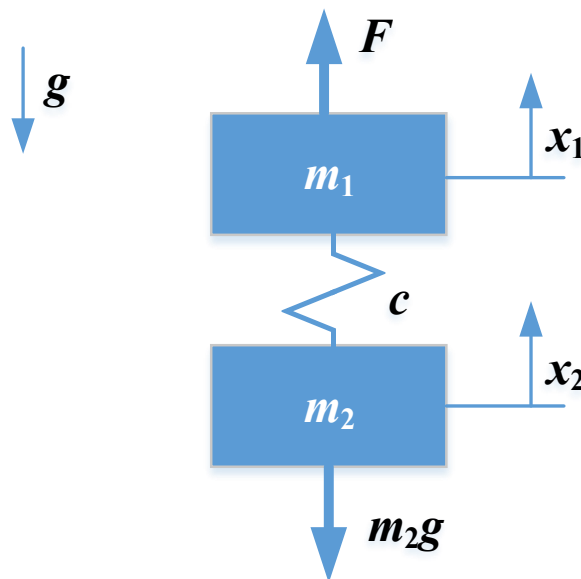


Рисунок 5.10 – Динамічна модель механізму підйому вантажу

Відповідна їй математична модель описується системою диференціальних рівнянь [102]:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + m_2 \ddot{x}_2 = F - m_2 g = F_{дин}; \\ x_1 = x_2 + \frac{m_2}{c} (\ddot{x}_2 + g), \end{cases} \quad (5.1)$$

де  $x_1$  та  $x_2$  – узагальнені координати канатного барабану та вантажу відповідно;  $m_1$  та  $m_2$  – зведена маса канатного барабану, елементів трансмісії, двигуна механізму підйому вантажу та вантажу відповідно;  $g$  – пришвидшення вільного падіння;  $c$  – зведена жорсткість канатно-поліспавної системи механізму підйому вантажу;  $F$  – зведене рушійне зусилля приводу;  $F_{дин}$  – динамічна складова зведеного рушійного зусилля приводу. Тут і далі точка над символом означає диференціювання за часом.

Задача полягає у тому, що отримати закон руху (швидкість руху ведучої маси  $m_1$ ), яка б забезпечувала мінімум інтегральному функціоналу:

$$\int_0^{T_p} F_{дин}^2 dt, \quad (5.2)$$

де  $T_p$  – тривалість розгону механізму. Мінімум критерію (5.2) забезпечує умова – рівняння Ейлера-Пуассона [103], яка для моделі (5.1) має вигляд:

$$x_2^{VIII} + 2\Omega^2 x_2^{VI} + \Omega^4 x_2^{IV} = 0, \quad (5.3)$$

де  $\Omega$  – частота власних коливань вантажу ( $\Omega = \sqrt{\frac{c(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}}$ ).

Будемо шукати розв'язок рівняння (5.3) при крайових умовах, які відповідають режиму розгону механізму:

$$\begin{cases} x(0) = 0, \dot{x}(0) = 0, \ddot{x}(0) = 0, \dddot{x}(0) = 0; \\ x(T_p) = \frac{vT_p}{2}, \dot{x}(T_p) = v, \ddot{x}(T_p) = 0, \dddot{x}(T_p) = 0, \end{cases} \quad (5.4)$$

де  $v$  – усталена швидкість руху зведених мас механізму.

Опускаючи проміжні результати можемо представити розв'язок рівняння (5.3) при крайових умовах (5.4) – екстремаль функціонала (5.2):

$$x_2 = v(-2\Omega T_p + \Omega t(-4 + \Omega^2 t T_p) + 2\Omega(-t + T_p)\cos(\Omega t) + 6\sin(\Omega t) - 6\sin(\Omega(t - T_p)) - 6\sin(\Omega T_p) + \Omega t(2\cos(\Omega(t - T_p)) + 4\cos(\Omega T_p) + \Omega t \sin(\Omega T_p))) (2\Omega(-4 + \Omega^2 + 4\cos(\Omega T_p) + \Omega T_p \sin(\Omega T_p)))^{-1}. \quad (5.5)$$

Враховуючи друге рівняння системи (5.1) можемо отримати бажаний результат – закон зміни швидкості ведучої маси  $m_1$ :

$$\dot{x}_1 = v(c(-2 + \Omega^2 t T_p) + 2c\cos(\Omega t) - 2c\cos(\Omega(t - T_p)) + 2c\cos(\Omega T_p) + c\Omega t \sin(\Omega t) - \Omega^{-3} m_2 t \sin(\Omega t) - c\Omega T_p \sin(\Omega t) + \Omega^{-3} m_2 T_p \sin(\Omega t) + \Omega(-c + \Omega^2 m_2) t \sin(\Omega(t - T_p)) + c\Omega t \sin(\Omega T_p)) (c(-4 + \Omega^2 T_p^2 + 4\cos(\Omega T_p) + \Omega T_p \sin(\Omega T_p)))^{-1}. \quad (5.6)$$

Крім того, були отримані результати щодо оптимальних за іншими критеріями законів руху. Ці критерії представляють середньоквадратичні значення швидкості та пришвидшення динамічної складової рушійного зусилля приводу механізму за час руху:

$$\int_0^{T_p} \dot{F}_{\text{дин}}^2 dt, \quad (5.7)$$

$$\int_0^{T_p} \ddot{F}_{\text{дин}}^2 dt. \quad (5.8)$$

Необхідно відмітити, що для наведених критеріїв (5.7) та (5.8) умови мінімуму представляються диференціальними рівняннями десятого та дванадцятого порядків відповідно.

Крім того, для цих же критеріїв (5.2), (5.7), (5.8) були розв'язані задачі щодо режиму гальмування. Для цих задач верхня та нижня межі інтегрування змінюються таким чином:

$$0 \rightarrow T_p + \Delta, \quad T_p \rightarrow T_p + \Delta + T_e \quad (5.9)$$

де  $\Delta$  – тривалість руху механізму на усталеній швидкості;  $T_2$  – тривалість гальмування механізму. Умови мінімуму критеріїв оптимізації режимів гальмування залишаються такими ж. Змін зазнають лише крайові умови. Наприклад, для режиму оптимального за критерієм (5.2) гальмування механізму підйому вантажу крайові умови записуються таким чином:

$$\begin{cases} x(T_p + \Delta) = \frac{vT_p}{2} + v\Delta, \dot{x}(T_p + \Delta) = v, \ddot{x}(T_p + \Delta) = 0, \ddot{\ddot{x}}(T_p + \Delta) = 0; \\ x(T_p + \Delta + T_2) = \frac{vT_p}{2} + v\Delta + \frac{vT_2}{2}, \dot{x}(T_p + \Delta + T_2) = 0, \ddot{x}(T_p + \Delta + T_2) = 0, \ddot{\ddot{x}}(T_p + \Delta + T_2) = 0. \end{cases} \quad (4.10)$$

Формульні залежності, які описують оптимальні закони руху механізму за різними критеріями та у різних режимах не будемо тут наводити через їхній значний об'єм.

Аналогічні розрахунки були проведені для механізму повороту стрілового крана. Його математична модель, що використана у розрахунках, наведена нижче [104]:

$$\begin{cases} J\ddot{\varphi}_1 + mr \frac{g}{l} (\varphi_1 - \varphi_2) = M - M_0 \text{sign}(\dot{\varphi}_1) = M_{\text{дин}}; \\ \varphi_1 = \varphi_2 + \frac{l}{g} \ddot{\varphi}_2, \end{cases} \quad (5.11)$$

$\varphi_1$  та  $\varphi_2$  – узагальнені координати платформи та стріли крана і вантажу відповідно;  $m$  – зведена маса вантажу;  $J$  – зведений момент інерції платформи та стріли крана;  $r$  – виліт вантажу;  $M$  – зведений рушійний момент приводу;  $M_0$  – зведений момент опору повороту крана;  $M_{\text{дин}}$  – динамічна складова зведеного рушійного моменту приводу.

Із використанням цієї моделі поставлені оптимізаційні задачі, які включали наступні критерії:

$$\int_0^{T_p} M_{\text{дин}}^2 dt, \quad (5.12)$$

$$\int_0^{T_p} \dot{M}_{\text{дин}}^2 dt, \quad (5.13)$$

$$\int_0^{T_p} \ddot{M}_{\text{дин}}^2 dt. \quad (5.14)$$

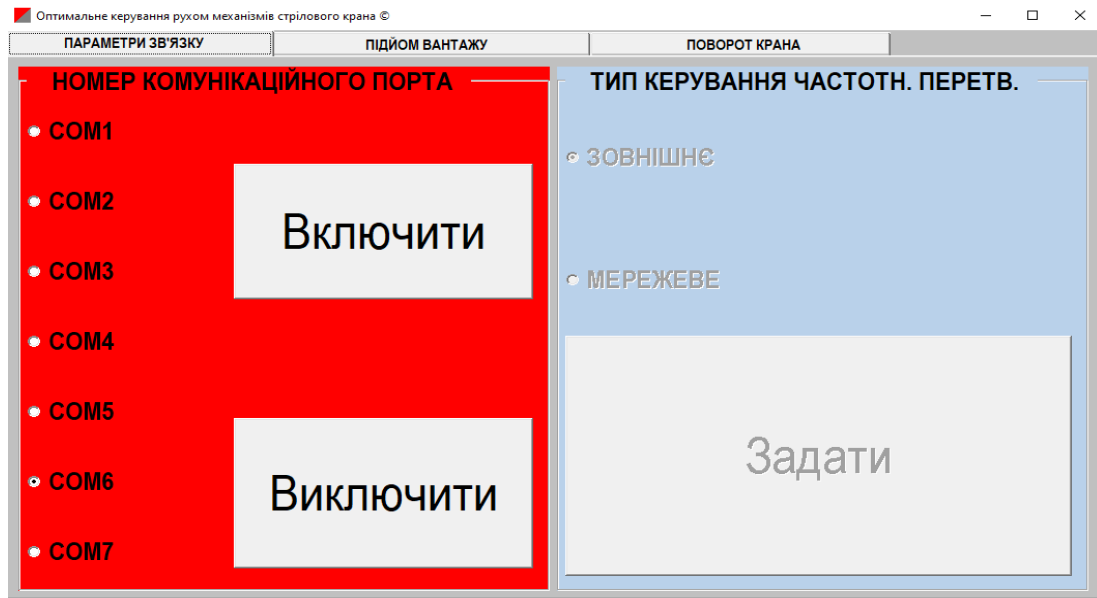
Критерії (5.12)-(5.14) використані для обох режимів руху механізму повороту крана – розгону та гальмування (як і для механізму підйому вантажу нижня і верхня межі інтегрування функціоналів (5.12)-(5.14) необхідно заміни на такі:  $0 \rightarrow T_p + \Delta$ ,  $T_p \rightarrow T_p + \Delta + T_2$ ).

Таким чином, отримані закони руху (швидкість руху приводних елементів механізмів стрілового крана) у подальшому використані для розробки програмного забезпечення для керування частотними перетворювачами приводних двигунів механізмів підйому вантажу та повороту крана.

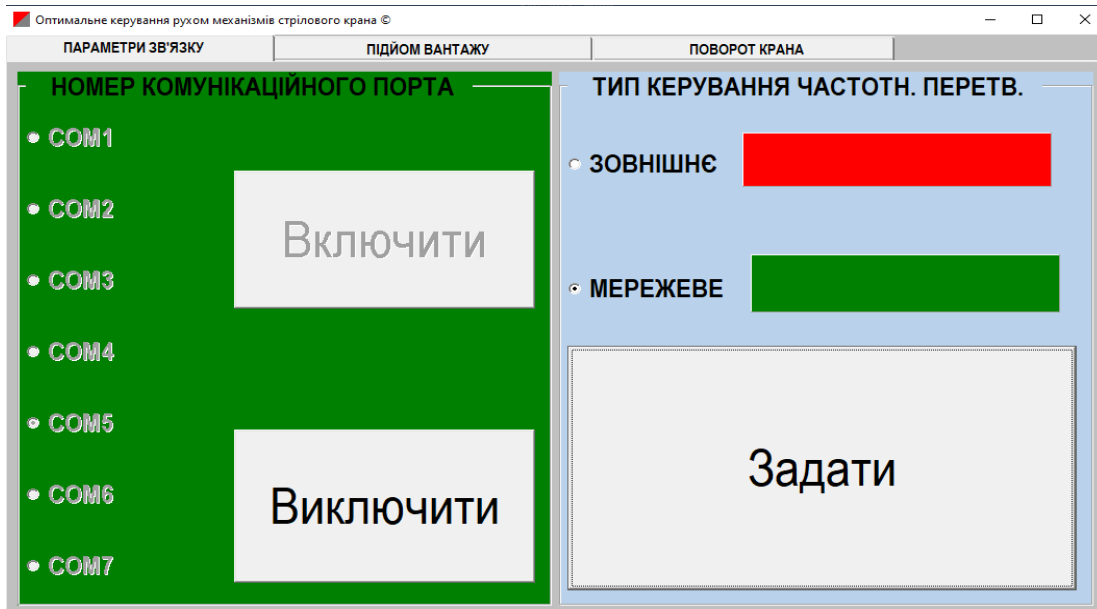
### 5.4.3 Опис функціональних можливостей програмного забезпечення

У даному пункті опишемо ряд функціональних можливостей розробленого програмного забезпечення „Оптимальне керування рухом механізмів стрілового крана”. Воно було розроблене для реалізації оптимальних режимів руху механізмів підйому вантажу та повороту стрілового крана. Функціонально програма складається із двох модулів: основного та функціонального. В основному виконуються всі дії щодо розрахунку оптимальних законів руху для організації та зв’язку між частотним перетворювачем та комп’ютером (наприклад, відправка керуючих команд від комп’ютера до частотного перетворювача). Коди цих моделей наведені у Додатку А. Інтерфейс програми представляється трьома вкладками: ПАРАМЕТРИ ЗВ’ЯЗКУ, ПІДЙОМ ВАНТАЖУ, ПОВОРОТ КРАНА. Дано послідовний опис кожної вкладки. У вкладці ПАРАМЕТРИ ЗВ’ЯЗКУ (рис.

5.11) користувач вибирає комунікаційний COM-порт та натискає на кнопку „Включити”. При цьому відповідний комунікаційний порт відкривається для передачі інформаційних керуючих пакетів даних [105] (команд від комп’ютера до частотного перетворювача) і поле комунікаційних портів загоряється зеленим кольором (рис. 5.11).



а)



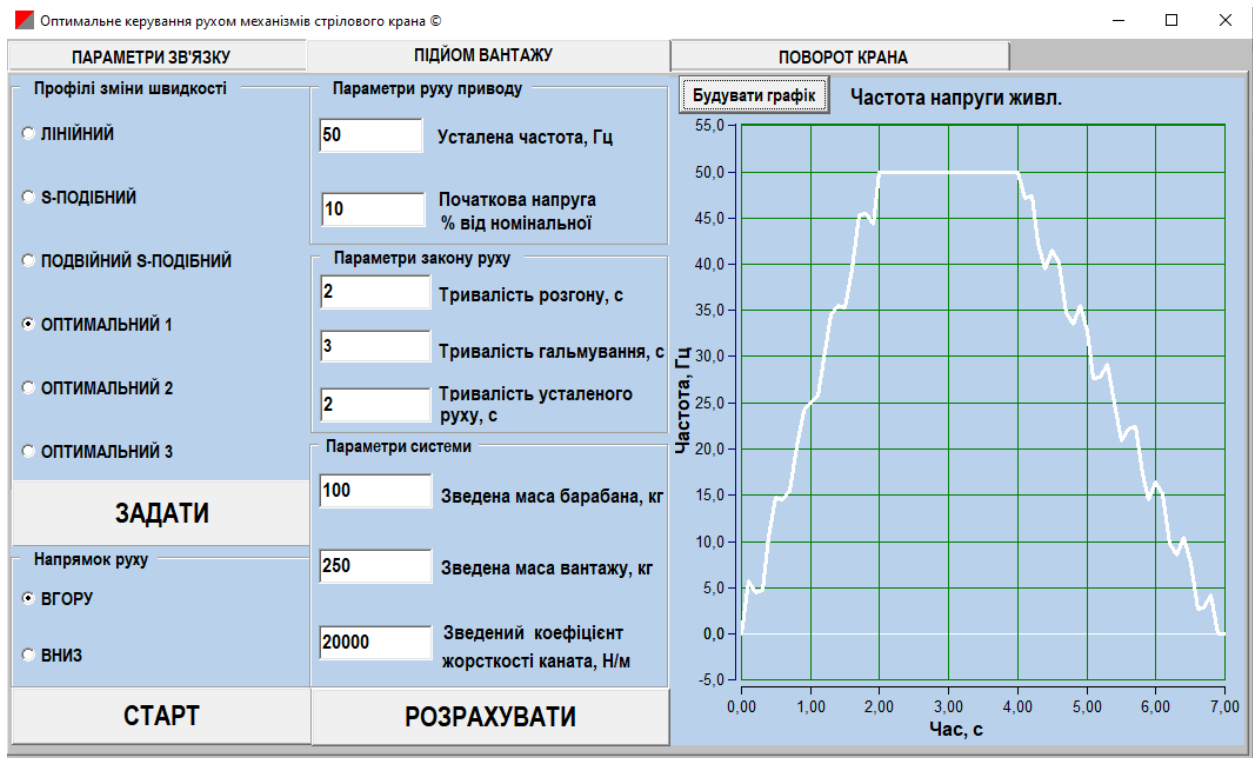
б)

Рисунок 5.11 – Вкладка „ПАРАМЕТРИ ЗВ’ЯЗКУ” розробленого програмного забезпечення: а) при закритому COM-порті; б) при відкритому COM-порті та заданому мережевому керуванню частотним перетворювачем

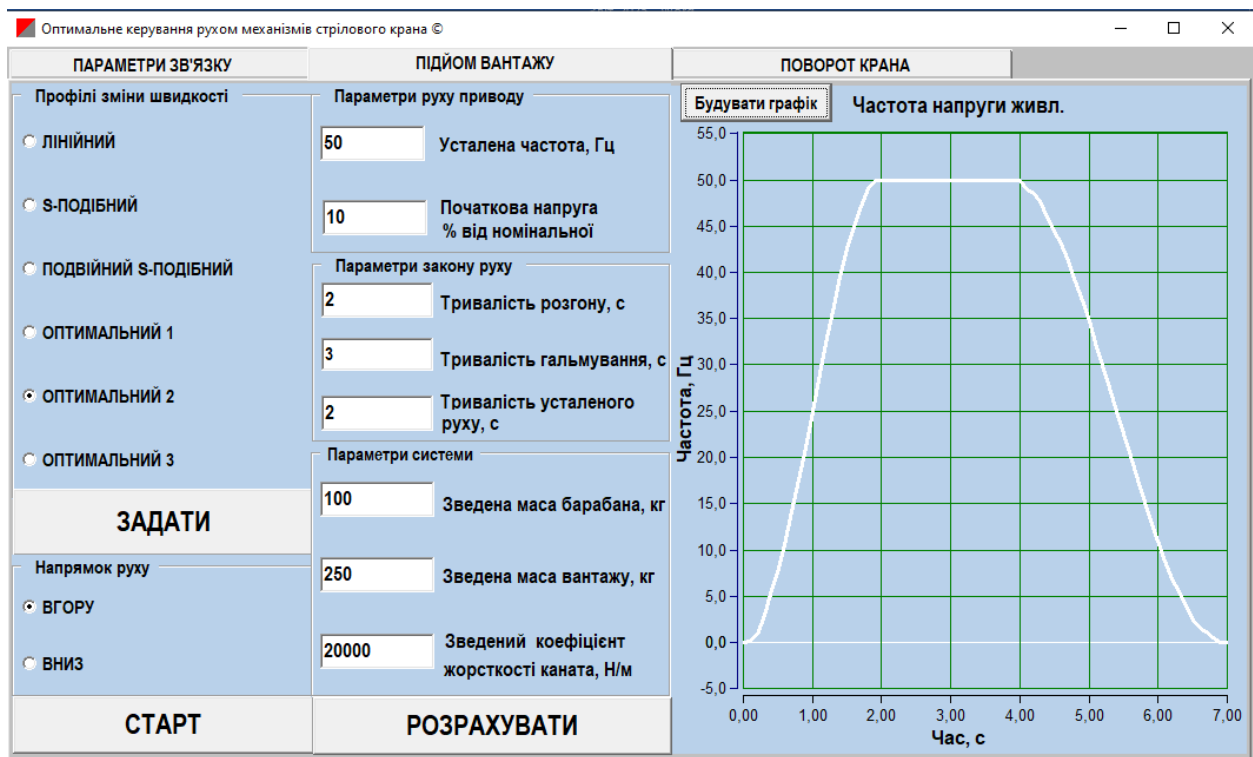
Надалі у правій частині вкладки користувач обирає тип керування (ЗОВНІШНЄ або МЕРЕЖЕВЕ) і натискає кнопку „Задати”. Це переводить частотний перетворювач у режим зчитування команд від порта RS-485, тобто команд, які надходять від комп’ютера.

У вкладці ПІДЙОМ ВАНТАЖУ (рис. 5.12) користувач задає профілі зміни швидкості при розгоні та гальмуванні двигуна механізму. Строго кажучи, вони відповідають відповідним профілям зміни частоти напруги живлення асинхронного двигуна – від нуля до усталеного значення. Це поле містить шість опцій: три відповідають стандартним законам зміни швидкості, а три – оптимальним, які були отримані у ході розв’язання оптимізаційних задач у п.5.4.1 (профіль ОПТИМАЛЬНИЙ 1 забезпечує мінімум критерію (5.2), ОПТИМАЛЬНИЙ 2 – критерію (5.6), ОПТИМАЛЬНИЙ 3 – критерію (5.7)). Після того, як обрано профіль зміни швидкості користувач натискає кнопку ЗАДАТИ та переходить до поля „Параметри руху приводу”. На ній він у відповідні комірки задає усталену частоту та початкове значення напруги живлення приводу у відсотках від номінальної (можна задавати цю величину у діапазоні від 0 до 30%). У полі „Параметри закону руху” користувач задає тривалості розгону, гальмування та усталеного руху приводу. Після цього він переходить до поля „Параметри системи”, де задає зведену масу приводу, зведену масу вантажу та зведений коефіцієнт жорсткості канату. Цих параметрів достатньо для того, щоб виконати розрахунок відповідних профілів швидкості. Це виконується шляхом натискання кнопки РОЗРАХУВАТИ. При цьому програма формує дискретні закони зміни частоти напруги живлення приводу для всього циклу „розгін – усталений рух – гальмування”. Для візуалізації отриманих результатів у розробленому програмному забезпеченні існує можливість побудови графіків зміни частоти протягом всього циклу руху механізму. Для того щоб отримати графік користувач повинен натиснути кнопку „Будувати графік”. У правому куту поля вкладки буде побудовано графік. Як видно з рис. 5.12 для різних тривалостей розгону та гальмування можна отримати різні закони зміни

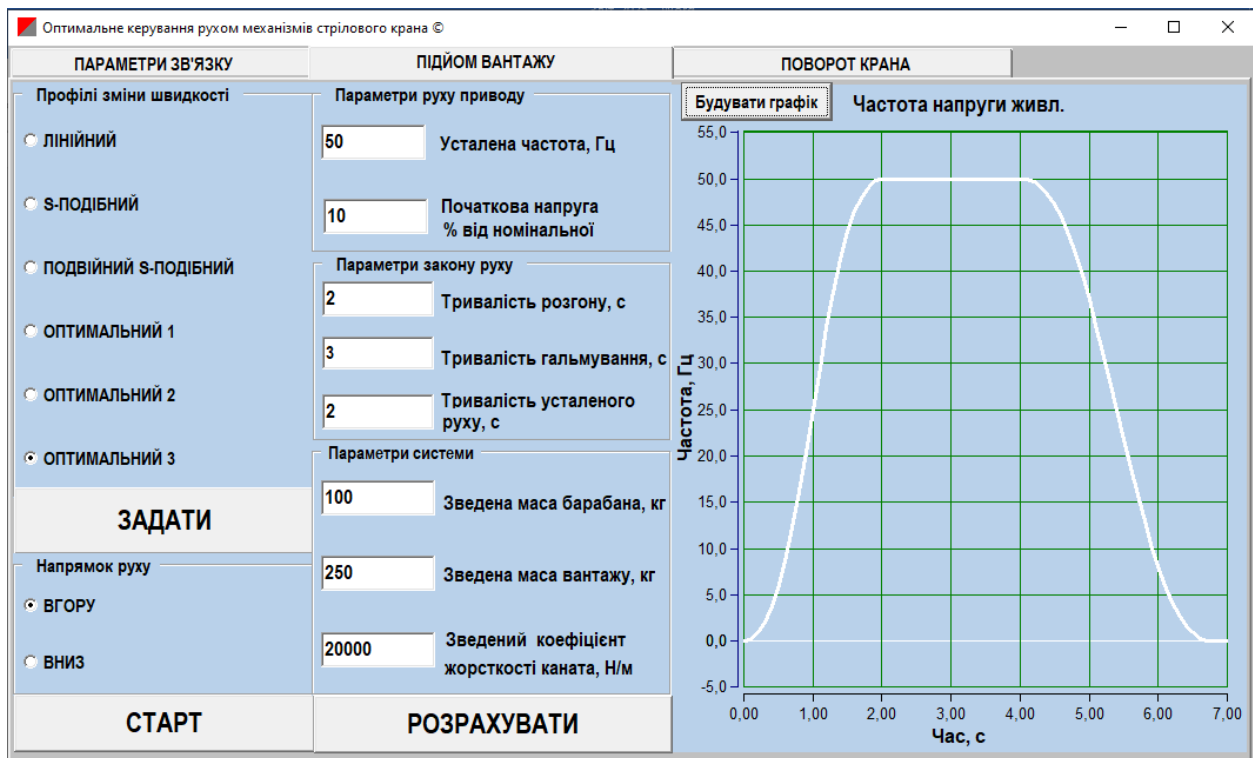
частоти. Крім того, різні оптимальні закони руху мають різний характер впливу на плавність зміни частоти (рис. 5.12).



а)



б)



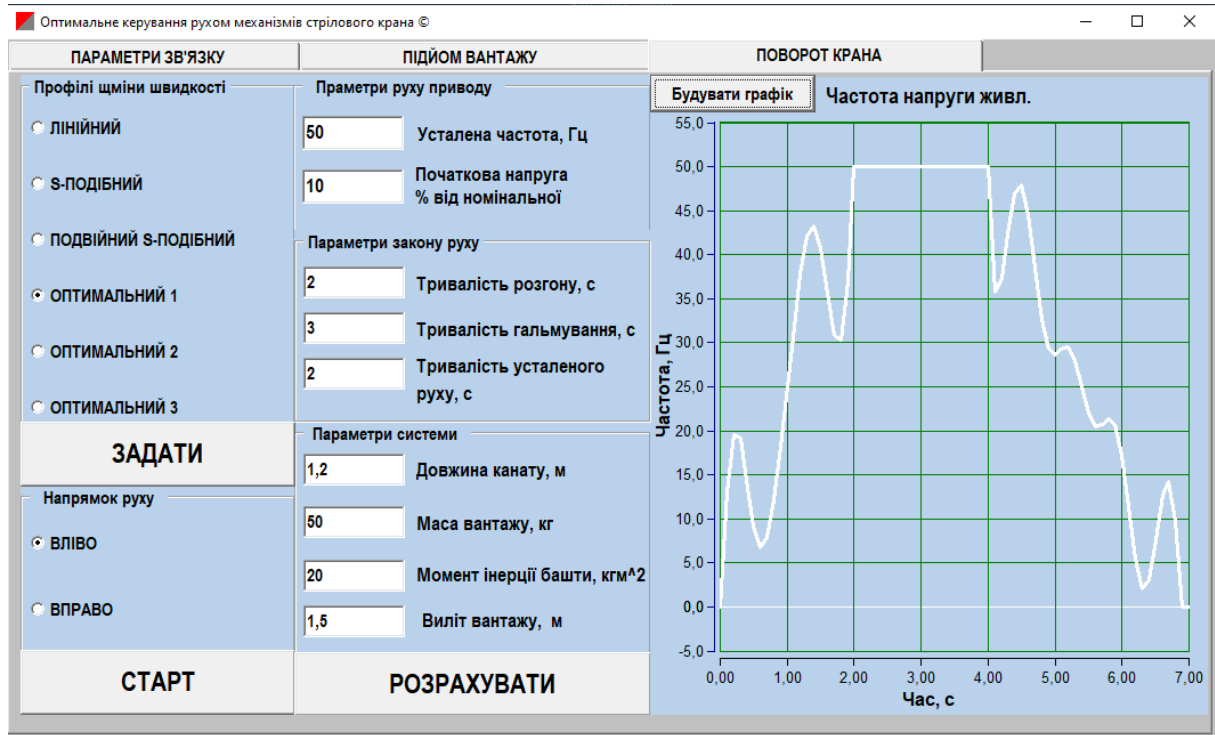
в)

Рисунок 5.12 – Вкладка „ПІДЙОМ ВАНТАЖУ” розробленого програмного забезпечення при заданому оптимальному законі керування рухом механізму: а) ОПТИМАЛЬНИЙ 1 ; б) ОПТИМАЛЬНИЙ 2; в) ОПТИМАЛЬНИЙ 3

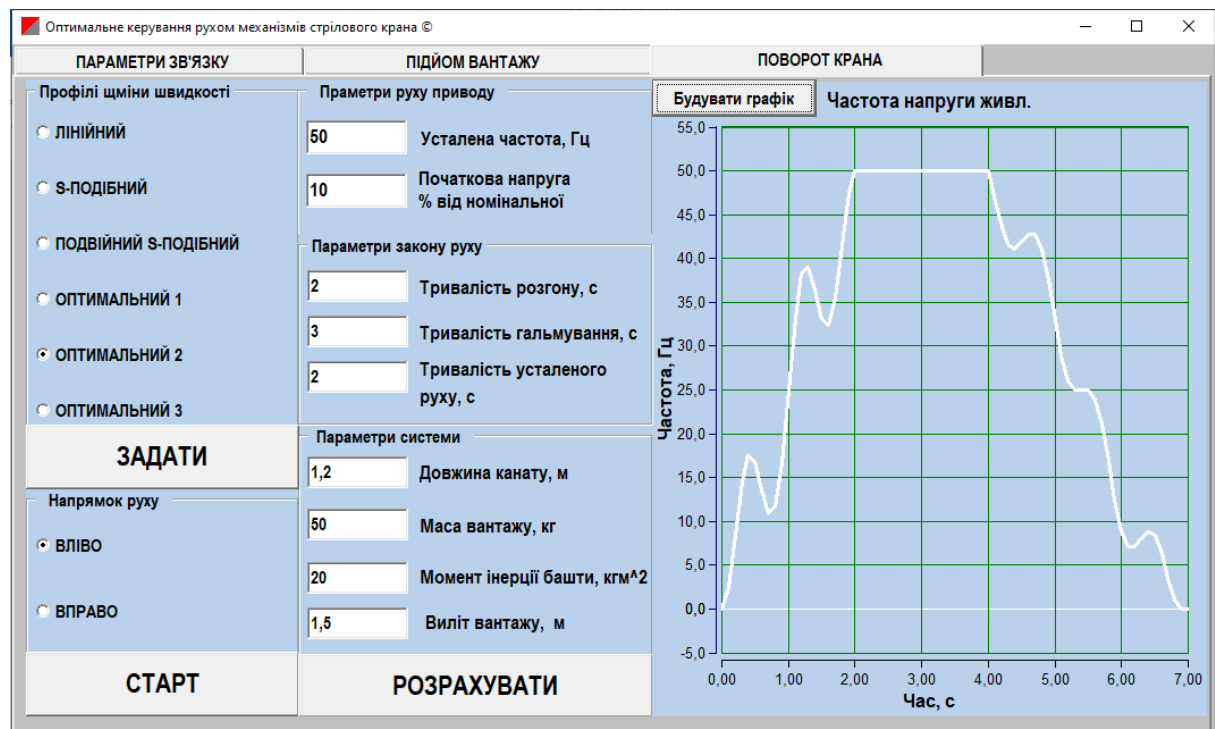
Для того, щоб виконати керування рухом користувач обирає напрямок руху вантажу (ВГОРУ або ВНИЗ) у полі „Напрямок руху” та натискає кнопку СТАРТ. При цьому з комп’ютера на частотний перетворювач будуть послідовно відправлені команди щодо задання частоти напруги живлення двигуна. Двигун змінює швидкість у відповідності із зміною частоти і механізм розганяється зі стану спокою до усталеної швидкості, рухається на усталеній швидкості та гальмує до зупинки. Кожен із цих етапів тривають задану користувачем кількість часу.

У вкладці ПОВОРОТ КРАНА (рис. 5.13) послідовність операцій користувача такаж сама, тому не будемо детально зупинятись на їх описі. Зазначимо лише те, що для розрахунку оптимальних законів руху користувач у полі „Параметри системи” має задати величину вильоту вантажу. Відмітимо

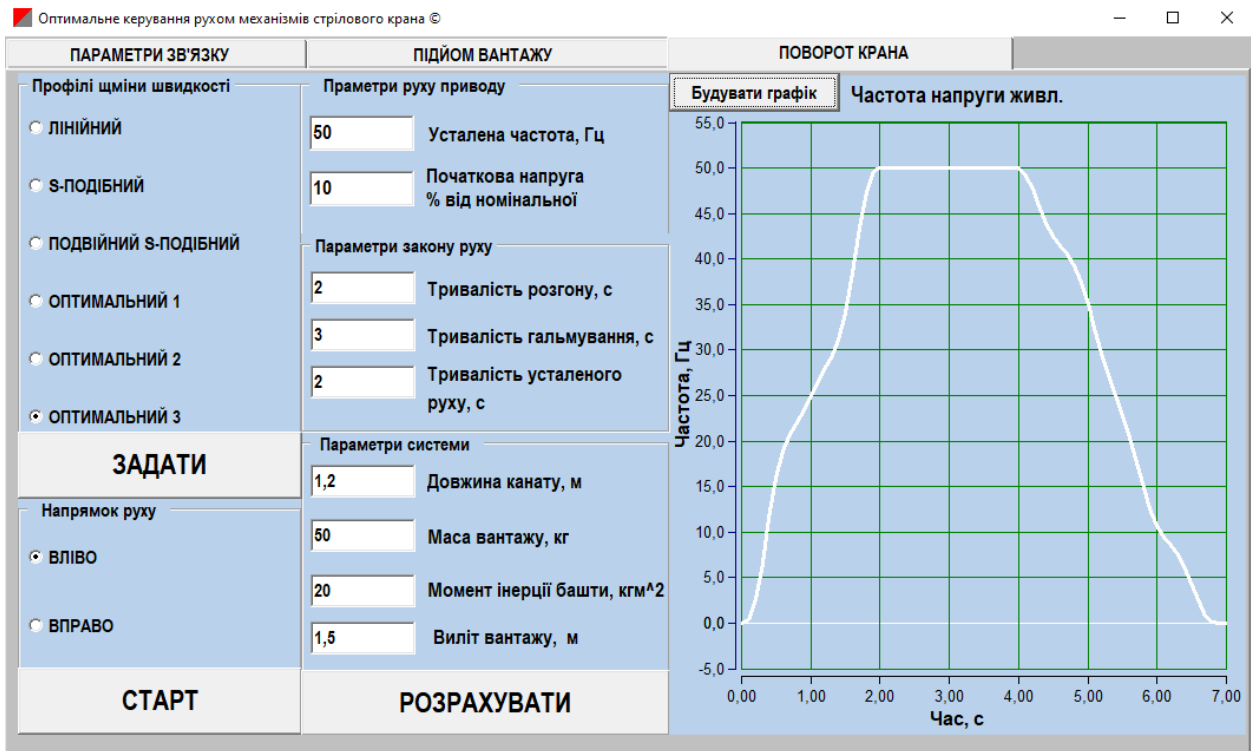
те, що при зміні оптимального закону руху для механізму повороту крана характер зміни частоти протягом розгону та гальмування має суттєвіші зміни, порівнюючи із механізмом підйому вантажу. Це пояснюється тим, що величина частоти власних (маятникових) коливань є значно меншою у механізмі повороту крана (рис. 5.13).



а)



б)



в)

Рисунок 5.13 – Вкладка „ПОВОРОТ КРАНА” розробленого програмного забезпечення при заданому оптимальному законі керування рухом механізму: а) ОПТИМАЛЬНИЙ 1 ; б) ОПТИМАЛЬНИЙ 2; в) ОПТИМАЛЬНИЙ 3

## Висновки до п'ятого розділу:

1. Під час зведення споруд інженерного захисту із застосуванням стрілових самохідних вантажопідіймальних кранів необхідно забезпечити комплексний підхід до організації та виконання технологічних операцій. Ключовими вимогами є правильний вибір крана відповідно до вантажопідіймальності та габаритів конструкцій, підготовка майданчика з урахуванням типу ґрунтів і безпечних відстаней, а також перевірка технічного стану крана і вантажозахисних пристроїв. Усі дії мають виконуватись відповідно до проекту виконання робіт (ПВР) або технологічних карт. Особливу увагу слід приділяти дотриманню вимог безпеки, сигналізації, координації дій персоналу, а також норм експлуатації в умовах електричного поля, сейсмічних районів і несприятливих погодних факторів.
2. Розроблено рекомендації щодо апаратної частини системи керування рухом механізмами стрілових кранів, які включають рекомендації щодо сенсорних пристроїв, керованих приводних двигунів та мікроконтролерних засобів. Наведено класи сенсорних пристроїв, вимоги щодо їхніх технічних характеристик та функції в умовах експлуатації кранів. Вказано рекомендації щодо гідравлічних та частотно-керованих асинхронних приводів кранових механізмів та їхні бажані технічні характеристики. Наведено перелік мікропроцесорних засобів, придатних для організації систем керування механізмами крана. Для всіх класів пристроїв наведено приклади (марки та виробники), які відповідають вимогам щодо умов експлуатації стрілових кранів. Це дає змогу зорієнтувати розробників систем керування на раціональні технічні рішення та значно полегшує процес розробки.
3. Проведено розробку структурно-функціональної схеми системи керування рухом механізмами стрілового крана. Вона включає наступні

підсистеми: сенсорну, інформаційну (для оператора), введення команд, мікроконтролерну, виконавчу. Описано структурні елементи кожної підсистеми. Розроблений алгоритм функціонування структурно-функціональної схеми системи керування дає змогу напрацювати підходи щодо функціонування системи керування в практичних умовах експлуатації стрілового крана при зведенні споруд інженерного захисту.

4. Для реалізації оптимального керування рухом механізмів підйому вантажу та повороту стрілового крана було розроблено спеціалізоване програмне забезпечення. Воно дозволяє забезпечити передачу керуючих сигналів від комп'ютера до частотного перетворювача, який є джерелом живлення асинхронного двигуна приводу відповідного механізму. Сигнали керування відповідають оптимальним законам руху механізмів, отриманим у результаті розв'язання варіаційних задач. В них функціоналами якості керування виступали визначені інтеграли квадратів рушійних сил механізмів, їх перших та других похідних за часом. Розв'язки цих задач наведені у даному дослідженні.

## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ П'ЯТОГО РОЗДІЛУ:

1. Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання: наказ Мінсоцполітики України від 19 січ. 2018 р. № 62. Зареєстр. в Мін'юсті України 14 лют. 2018 р. за № 196/31648.
2. Міністерство праці та соціальної політики України. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів (НПАОП 0.00-1.03-02): затверджено наказом Міністерства праці та соціальної політики України від 20 серпня 2002 р., № 409. Київ, 2002 р.
3. TMM55, TMS/TMM61, TMS/TMM88. NON-CONTACT INCLINATION MEASUREMENT WITH PRECISION. URL: [https://www.sick.com/media/docs/9/99/299/product\\_information\\_tmm55\\_tms\\_tmm61\\_tmm88\\_inclination\\_sensors\\_en\\_im0063299.pdf?utm\\_source](https://www.sick.com/media/docs/9/99/299/product_information_tmm55_tms_tmm61_tmm88_inclination_sensors_en_im0063299.pdf?utm_source) (дата доступу 10.07.2025)
4. SCL3300-D01 PCB. High-performance inclinometer and accelerometer sensor. URL: [https://www.murata.com/en-us/products/sensor/design-development/scl3300-d01-pcb?utm\\_source](https://www.murata.com/en-us/products/sensor/design-development/scl3300-d01-pcb?utm_source) (дата доступу 10.07.2025)
5. SCL3300. High-performance MEMS sensor for industrial applications. URL: [https://go.murata.com/rs/382-MEZ-125/images/Data%20Sheet%20SCL3300.pdf?mkt\\_tok=...](https://go.murata.com/rs/382-MEZ-125/images/Data%20Sheet%20SCL3300.pdf?mkt_tok=...) (дата доступу 10.07.2025)
6. L3GD20H. MEMS Motion Sensor: High-performance three-axis gyroscope. URL: [https://www.alldatasheet.com/html-pdf/929243/STMICROELECTRONICS/L3GD20H/76044/39/L3GD20H.html?utm\\_source](https://www.alldatasheet.com/html-pdf/929243/STMICROELECTRONICS/L3GD20H/76044/39/L3GD20H.html?utm_source) (дата доступу 10.07.2025)
7. ADXRS649. High Precision Angular Rate Sensor. URL: [https://www.analog.com/en/products/adxrs649.html?utm\\_source](https://www.analog.com/en/products/adxrs649.html?utm_source) (дата доступу 10.07.2025)

8. Trimble Marine BX992. GNSS Positioning and Heading Receiver. URL: [https://heavyindustry.trimble.com/resources/datasheet-brochures-english/trimble-marine-bx992-datasheet-english?utm\\_source](https://heavyindustry.trimble.com/resources/datasheet-brochures-english/trimble-marine-bx992-datasheet-english?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
9. ZED-F9P-04B. High Precision GNSS Module. URL: [https://content.u-blox.com/sites/default/files/ZED-F9P-04B\\_DataSheet\\_UBX-21044850.pdf?utm\\_source](https://content.u-blox.com/sites/default/files/ZED-F9P-04B_DataSheet_UBX-21044850.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
10. Geode GNSS Receiver. Hemisphere Technical Reference Manual. URL: [https://junipersys.com/data/support/geode/hemisphere-gnss-technical-reference-manual-v4.2.pdf?utm\\_source](https://junipersys.com/data/support/geode/hemisphere-gnss-technical-reference-manual-v4.2.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
11. STI v103. Subsea Technologies – Inertial Navigation Sensor. URL: <https://www.subseatechnologies.com/media/files/page/d7b5eb7c/v103-web-01-2018-sti.pdf> (дата доступа 10.07.2025)
12. Kübler 5020. Incremental Rotary Encoder. URL: [https://www.kuebler.com/en/products/measurement/encoders/product-finder/product-details/5020?utm\\_source](https://www.kuebler.com/en/products/measurement/encoders/product-finder/product-details/5020?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
13. DFS60A-TEPM65536. Optical Detection Sensor (SICK). URL: [https://www.sick.com/media/pdf/3/63/263/dataSheet\\_DFS60A-TEPM65536\\_1036980\\_en.pdf?utm\\_source](https://www.sick.com/media/pdf/3/63/263/dataSheet_DFS60A-TEPM65536_1036980_en.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
14. RCN-8591F. Industrial Sensor Module. URL: [https://www.atechauthority.com/product-details/rcn-8591f?utm\\_source](https://www.atechauthority.com/product-details/rcn-8591f?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
15. MTi-680G. Xsens Inertial Measurement Unit. URL: [https://www.xsens.com/hubfs/Downloads/Leaflets/MTi-680G.pdf?utm\\_source](https://www.xsens.com/hubfs/Downloads/Leaflets/MTi-680G.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
16. VN-300. VectorNav GNSS-aided Inertial Navigation System. URL: [https://www.vectornav.com/products/detail/vn-300?utm\\_source](https://www.vectornav.com/products/detail/vn-300?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
17. Ellipse-N. SBG Systems Inertial Navigation System. URL: [https://www.sbg-systems.com/ins/ellipse-n/?utm\\_source](https://www.sbg-systems.com/ins/ellipse-n/?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)

18. AXIS Q6075-E. PTZ Network Camera. URL: [https://www.axis.com/dam/public/58/e4/38/datasheet-axis-q6075-e-ptz-network-camera-en-US-359708.pdf?utm\\_source](https://www.axis.com/dam/public/58/e4/38/datasheet-axis-q6075-e-ptz-network-camera-en-US-359708.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
19. DS-2CD2T87G2-L. HD IR Bullet Camera. URL: [https://specsheets.dvs.co.uk/DS-2CD2T87G2-L.pdf?utm\\_source](https://specsheets.dvs.co.uk/DS-2CD2T87G2-L.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
20. Wisenet X-Series. Hanwha Vision New Standard Cameras. URL: [https://hanwhavision.eu/wisenet-x-series-defines-the-new-standard/?utm\\_source](https://hanwhavision.eu/wisenet-x-series-defines-the-new-standard/?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
21. FLIR A50/A70 Smart Sensor. Thermal Imaging Radiometric Camera. URL: [https://movitherm.com/wp-content/uploads/2021/04/FLIR-A50\\_A70\\_SMART\\_SENSOR\\_Datasheet\\_US\\_Letter.pdf?utm\\_source](https://movitherm.com/wp-content/uploads/2021/04/FLIR-A50_A70_SMART_SENSOR_Datasheet_US_Letter.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
22. DS-2TD2637B-10'P. Hikvision Thermal Network Bullet Camera. URL: [https://www.hikvisioneurope.com/eu/portal/portal/Technical%20Materials/17%20%20Back%20to%20Business/01%20Thermal/Datasheet/DS-2TD2637B-10%27P\\_5.5.24\\_20200423.pdf?utm\\_source](https://www.hikvisioneurope.com/eu/portal/portal/Technical%20Materials/17%20%20Back%20to%20Business/01%20Thermal/Datasheet/DS-2TD2637B-10%27P_5.5.24_20200423.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
23. Guide IR PT-EN Series. Industrial Thermal Cameras. URL: <https://www.guideir.com/Public/Uploads/uploadfile/files/20250109/PT-EN.pdf> (дата доступа 10.07.2025)
24. Basler + NVIDIA Embedded Vision Solutions. URL: <https://www.baslerweb.com/en-us/portfolios/embedded-vision/nvidia/?srsltid=...> (дата доступа 10.07.2025)
25. IDS NXT Rio (GS29016). Smart Vision Sensor. URL: [https://en.ids-imaging.com/store/ids-nxt-rio-rev-1-2-gs29016.html?utm\\_source](https://en.ids-imaging.com/store/ids-nxt-rio-rev-1-2-gs29016.html?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
26. Hikrobotics Vision Product (Type 78, ID 145). URL: <https://www.hikrobotics.com/en/machinevision/visionproduct?typeId=78&i>

- [d=145&pageNumber=1&pageSize=50&showEol=false](#) (дата доступа 10.07.2025)
27. Schmersal MRL-AZ300. Safety Sensor. URL: [https://products.schmersal.com/upload/orig/10/00/19/96/DOC\\_MAN\\_MEC\\_mrl-az300\\_SEN\\_AIN\\_V2.pdf?utm\\_source](https://products.schmersal.com/upload/orig/10/00/19/96/DOC_MAN_MEC_mrl-az300_SEN_AIN_V2.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
  28. Telemec-Dat XCKJ. Inductive Safety Switch. URL: [https://www.sentrionic.com/data/product\\_datasheets/TELEMEC-DAT\\_XCKJ-EN.pdf?utm\\_source](https://www.sentrionic.com/data/product_datasheets/TELEMEC-DAT_XCKJ-EN.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
  29. D4N Limit Switch. Industrial Control. URL: [https://www.mouser.com/datasheet/2/307/d4n\\_ds\\_e\\_10\\_1\\_csm1248-1075276.pdf?utm\\_source](https://www.mouser.com/datasheet/2/307/d4n_ds_e_10_1_csm1248-1075276.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
  30. Siemens 3SE5. Position Switch – Configuration Manual. URL: [https://cache.industry.siemens.com/dl/files/150/43920150/att\\_2099/v1/Configuration\\_Manual\\_Position\\_switch\\_3SE5\\_en-US.pdf?utm\\_source](https://cache.industry.siemens.com/dl/files/150/43920150/att_2099/v1/Configuration_Manual_Position_switch_3SE5_en-US.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
  31. Thies Clima Compact/Industrial Standard Sensors. URL: <https://www.thiesclima.com/en/compact--industrial-standard/> (дата доступа 10.07.2025)
  32. Gill Instruments WindSonic. 2-Axis Anemometer. URL: <https://gillinstruments.com/compare-2-axis-anemometers/windsonic-2axis/> (дата доступа 10.07.2025)
  33. Lufft Ventus-X Umb Ultrasonic Wind Sensor with Extended Heating. URL: <https://www.lufft.com/products/wind-sensors-anemometers-289/ventus-x-umb-ultrasonic-wind-sensor-with-extended-heating-2296/> (дата доступа 10.07.2025)
  34. WIKA Temperature Transmitters. URL: [https://www.wika.com/en-en/temperature\\_transmitters.WIKA?utm\\_source](https://www.wika.com/en-en/temperature_transmitters.WIKA?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
  35. WIKA TR21\_A. Temperature Transmitter. URL: [https://shop.wika.com/en-en/tr21\\_a.WIKA?utm\\_source](https://shop.wika.com/en-en/tr21_a.WIKA?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)

36. Sensirion SHT31-DIS-B. Digital Humidity & Temperature Sensor. URL: [https://sensirion.com/products/catalog/SHT31-DIS-B?utm\\_source](https://sensirion.com/products/catalog/SHT31-DIS-B?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
37. Bosch BMP390. Environmental Pressure Sensor. URL: <https://www.bosch-sensortec.com/products/environmental-sensors/pressure-sensors/bmp390/> (дата доступа 10.07.2025)
38. Lufft WS-Series. Weather Sensor Manual. URL: [https://aqualab.com.au/wp-content/uploads/2017/11/Lufft-WS-Series-Manual-Small.pdf?utm\\_source](https://aqualab.com.au/wp-content/uploads/2017/11/Lufft-WS-Series-Manual-Small.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
39. Vaisala Humidity & Temperature Instruments. URL: <https://docs.vaisala.com/v/u/B210942EN-E/en-US> (дата доступа 10.07.2025)
40. Sensirion SHT85. Humidity Sensor. URL: [https://sensirion.com/media/documents/4B40CEF3/640B2346/Sensirion\\_Humidity\\_Sensors\\_SHT85\\_Datasheet.pdf?utm\\_source](https://sensirion.com/media/documents/4B40CEF3/640B2346/Sensirion_Humidity_Sensors_SHT85_Datasheet.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
41. Vaisala Pressure Instruments. URL: <https://docs.vaisala.com/v/u/B210852EN-R/en-US> (дата доступа 10.07.2025)
42. Rotronic HygroFlex1. Humidity & Temperature Probe. URL: [https://www.rotronic.com/pub/media/productattachments/files/59034E\\_HygroFlex1.pdf?utm\\_source](https://www.rotronic.com/pub/media/productattachments/files/59034E_HygroFlex1.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
43. SICK LMS1xx (LMS100-10000). LIDAR Sensor. URL: [https://www.sick.com/de/en/catalog/products/lidar-and-radar-sensors/lidar-sensors/lms1xx/lms100-10000/p/p109841?utm\\_source](https://www.sick.com/de/en/catalog/products/lidar-and-radar-sensors/lidar-sensors/lms1xx/lms100-10000/p/p109841?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
44. SICK LMS5xx (LMS511-10100 PRO). LIDAR Sensor. URL: [https://www.sick.com/us/en/catalog/products/lidar-and-radar-sensors/lidar-sensors/lms5xx/lms511-10100-pro/p/p215941?utm\\_source](https://www.sick.com/us/en/catalog/products/lidar-and-radar-sensors/lidar-sensors/lms5xx/lms511-10100-pro/p/p215941?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)

45. Velodyne LiDAR Scanners. URL: [https://www.mapix.com/lidar-scanner-sensors/velodyne/?utm\\_source](https://www.mapix.com/lidar-scanner-sensors/velodyne/?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
46. Ouster OS1 LIDAR Sensor. URL: [https://ouster.com/products/hardware/os1-lidar-sensor?utm\\_source](https://ouster.com/products/hardware/os1-lidar-sensor?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
47. Hokuyo UST-10LX. LIDAR Obstacle Detection Sensor. URL: [https://www.hokuyo-usa.com/products/lidar-obstacle-detection/ust-10lx?utm\\_source](https://www.hokuyo-usa.com/products/lidar-obstacle-detection/ust-10lx?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
48. Pepperl+Fuchs UC18GS-GP34545. Ultrasonic Sensor. URL: [https://www.pepperl-fuchs.com/en/landingpage/industrial-sensors/uc18gs-gp34545?utm\\_source](https://www.pepperl-fuchs.com/en/landingpage/industrial-sensors/uc18gs-gp34545?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
49. SICK UM30. Ultrasonic Sensor. URL: [https://www.motionworld.com/assets/SICK-UM30\\_21211B-Datasheet.pdf?utm\\_source](https://www.motionworld.com/assets/SICK-UM30_21211B-Datasheet.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
50. TURCK 3080476. Inductive Sensor. URL: [https://www.turck.de/en/product/3080476?utm\\_source](https://www.turck.de/en/product/3080476?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
51. Omron Item 742. Proximity Sensor. URL: [https://www.ia.omron.com/product/item/742/?utm\\_source](https://www.ia.omron.com/product/item/742/?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
52. Keyence PZ-G61. Photoelectric Sensor. URL: [https://www.keyence.com/products/sensor/photoelectric/pz-g/models/pz-g61en/?utm\\_source](https://www.keyence.com/products/sensor/photoelectric/pz-g/models/pz-g61en/?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
53. Panasonic EX-F1. Photoelectric Sensor. URL: [https://industry.panasonic.com/global/en/products/fasys/sensor/photoelectric/ex-f1?utm\\_source](https://industry.panasonic.com/global/en/products/fasys/sensor/photoelectric/ex-f1?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)
54. RS-Online Proximity Sensor. URL: [https://docs.rs-online.com/31e6/0900766b8028f9bc.pdf?utm\\_source](https://docs.rs-online.com/31e6/0900766b8028f9bc.pdf?utm_source) (дата доступа 10.07.2025)

55. Straightpoint Loadpins. Load Pin Sensors. URL: [https://www.straightpoint.com/attachments/article/104/Loadpins.pdf?utm\\_source](https://www.straightpoint.com/attachments/article/104/Loadpins.pdf?utm_source) (дата доступу 10.07.2025)
56. HBM Z6 Beam Load Cell. URL: [https://www.hbm.com/2701/z6-beam-load-cell/?product\\_type\\_no=Z6+Bending+Beam+Load+Cell&utm\\_source](https://www.hbm.com/2701/z6-beam-load-cell/?product_type_no=Z6+Bending+Beam+Load+Cell&utm_source) (дата доступу 10.07.2025)
57. JV-Technoton DFM. Force Sensor. URL: [https://jv-technoton.com/products/dfm/?utm\\_source](https://jv-technoton.com/products/dfm/?utm_source) (дата доступу 10.07.2025)
58. Piusi K600-3 Diesel Flowmeter. URL: [https://www.piusi.com/products/k600-3-diesel?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.piusi.com/products/k600-3-diesel?utm_source=chatgpt.com) (дата доступу 10.07.2025)
59. Aquametro ConToil. Marine Oil Measurement Sensor. URL: [https://www.aquametro-oil-marine.com/en/products/contoil.html?utm\\_source](https://www.aquametro-oil-marine.com/en/products/contoil.html?utm_source) (дата доступу 10.07.2025)
60. RIVORT Fuel Level Sensor (Escort TD-BLE-1000). URL: <https://transcontrol.com.ua/oborudovanie-gps/dut/datchiki-urovnya-topлива-besprovodnye/bezdrotovij-datchik-rivnya-paliva-eskort-td-ble-1000-mm.html> (дата доступу 10.07.2025)
61. HBM T40B Universal Torque Transducer. URL: [https://www.hbm.com/3004/t40b-universal-torque-transducer-for-test-benches/?utm\\_source](https://www.hbm.com/3004/t40b-universal-torque-transducer-for-test-benches/?utm_source) (дата доступу 10.07.2025)
62. HBM T12HP. High Precision Torque Transducer. URL: [https://www.hbm.com/6384/t12hp-torque-transducer-with-maximum-precision/?product\\_type\\_no=T12HP+Torque+Transducer%3A+High+Precision+Over+Entire+Range&utm\\_source](https://www.hbm.com/6384/t12hp-torque-transducer-with-maximum-precision/?product_type_no=T12HP+Torque+Transducer%3A+High+Precision+Over+Entire+Range&utm_source) (дата доступу 10.07.2025)
63. JV-Technoton. Sensor & Instrumentation Manufacturer. URL: [https://jv-technoton.com/?utm\\_source](https://jv-technoton.com/?utm_source) (дата доступу 10.07.2025)
64. Siemens SITRANS FCT030. Coriolis Flowmeter. URL: <https://www.siemens.com/ua/uk/produkty/avtomatyzatsiya->

- [promyslovosti/kotrolno-vymiryuvalni-prylady/vytratomiry/koriolisovi-vytratomiry/sitrans-fct030.html](http://promyslovosti/kotrolno-vymiryuvalni-prylady/vytratomiry/koriolisovi-vytratomiry/sitrans-fct030.html) (дата доступу 10.07.2025)
65. Futek FSH02055 (TRS605). Non-contact Shaft-to-Shaft Reaction Torque Sensor. URL: <https://www.futek.com/store/torque-sensors/reaction-torque-sensor/non-contact-shaft-to-shaft-rotary-encoder-TRS605/FSH02055?srsltid=...> (дата доступу 10.07.2025)
66. Hydrosila. URL: <https://www.hydrosila.com/> (дата доступу 16.07.2025)
67. Commercial Hydraulics PGP/PGM300 Series. URL: [https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Pump---Motor-Division/Flyers/PDFs/HY13-PMD300-B1\\_US.pdf?utm\\_source](https://www.parker.com/content/dam/Parker-com/Literature/Pump---Motor-Division/Flyers/PDFs/HY13-PMD300-B1_US.pdf?utm_source) (дата доступу 16.07.2025)
68. Danfoss Gearme Aluminum Gear Pumps. URL: [https://powersource.danfoss.com/products/pumps/mobile-pumps/gear-pumps/gearme-aluminum-gear-pumps/gearme-single-stage/gearme-group-2/p/11031118?utm\\_source](https://powersource.danfoss.com/products/pumps/mobile-pumps/gear-pumps/gearme-aluminum-gear-pumps/gearme-single-stage/gearme-group-2/p/11031118?utm_source) (дата доступу 16.07.2025)
69. Pacific Hydraulics OMP, OMR, OMH Orbital Motors Catalog. URL: [https://www.pacifichydraulics.com.au/wp-content/uploads/OMP-OMR-OMH-Orbital-Motors-Cat..pdf?utm\\_source](https://www.pacifichydraulics.com.au/wp-content/uploads/OMP-OMR-OMH-Orbital-Motors-Cat..pdf?utm_source) (дата доступу 16.07.2025)
70. Char-Lynn 101 H Series Motor Data Sheet. URL: [https://www.precisionfluidpower.com/wp-content/uploads/2022/09/Char-Lynn-101-H-Series-Motor-Data-Sheet.pdf?utm\\_source](https://www.precisionfluidpower.com/wp-content/uploads/2022/09/Char-Lynn-101-H-Series-Motor-Data-Sheet.pdf?utm_source) (дата доступу 16.07.2025)
71. Norton Hydraulics Hydraulic Motors MM, MP, MR, MH. URL: [https://nortonhydraulics.com/%21data/products/hydraulic-motors-mm-mp-mr-mh.pdf?utm\\_source](https://nortonhydraulics.com/%21data/products/hydraulic-motors-mm-mp-mr-mh.pdf?utm_source) (дата доступу 16.07.2025)
72. Hydro-Pack MP Series Hydraulic Motors. URL: [https://www.hydro-pack.com/PartSearch?group1=hydraulic-motors-and-brakes&group2=mp-series-hydraulic-motors&utm\\_source](https://www.hydro-pack.com/PartSearch?group1=hydraulic-motors-and-brakes&group2=mp-series-hydraulic-motors&utm_source) (дата доступу 16.07.2025)

73. Eaton Char-Lynn H Series Motors. URL: [https://hydraulicsonline.com/product/eaton-char-lynn-h-series-motors/?utm\\_source](https://hydraulicsonline.com/product/eaton-char-lynn-h-series-motors/?utm_source) (дата доступа 16.07.2025)
74. Siemens Motors D81-1 Complete English (12-2021). URL: [https://cache.industry.siemens.com/dl/files/197/109749197/att\\_1110720/v1/Motors-D81-1-complete-English-12-2021-Update\\_2022-07.pdf?utm\\_source](https://cache.industry.siemens.com/dl/files/197/109749197/att_1110720/v1/Motors-D81-1-complete-English-12-2021-Update_2022-07.pdf?utm_source) (дата доступа 16.07.2025)
75. ABB M3BP Process Motor IE3. URL: [https://www.siemens-abb-drive.com/ABB-M3BP-process-motor-IE3-p.html?utm\\_source](https://www.siemens-abb-drive.com/ABB-M3BP-process-motor-IE3-p.html?utm_source) (дата доступа 16.07.2025)
76. WEG W22 Inverter Duty Motor. URL: <https://www.weg.net/catalog/weg/US/en/Electric-Motors/AC-Motors---NEMA/Variable-Speed/Vector-Duty-Line---TENV/W22-NEMA-Premium-Efficiency-5-HP-4P-182-4TCZ-3Ph-230-460-V-60-Hz-IC410---TENV---Foot-mounted/p/12678202> (дата доступа 16.07.2025)
77. SEW-Eurodrive DRN + MOVIMOT. URL: [https://download.sew-eurodrive.com/download/html/31545580/en-EN/3087731572349519139595.html?utm\\_source](https://download.sew-eurodrive.com/download/html/31545580/en-EN/3087731572349519139595.html?utm_source) (дата доступа 16.07.2025)
78. Siemens SINAMICS G120, G130 Catalog. URL: [https://docs.rs-online.com/2c0a/0900766b813f3f8f.pdf?utm\\_source](https://docs.rs-online.com/2c0a/0900766b813f3f8f.pdf?utm_source) (дата доступа 16.07.2025)
79. Siemens SINAMICS G120 Update Document. URL: [https://media.distributordatasolutions.com/siemenscomplete/2023q1/documents/afbfaff6b59b08261edf9806b371a62036cc5363.pdf?utm\\_source](https://media.distributordatasolutions.com/siemenscomplete/2023q1/documents/afbfaff6b59b08261edf9806b371a62036cc5363.pdf?utm_source) (дата доступа 16.07.2025)
80. ABB ACS580 Catalog. URL: [https://library.e.abb.com/public/23f124d5399a449fb87ff38a87c6eb97/ACS580\\_Catalog\\_3AUA0000145061\\_RevP\\_EN%2024-10-2024.pdf](https://library.e.abb.com/public/23f124d5399a449fb87ff38a87c6eb97/ACS580_Catalog_3AUA0000145061_RevP_EN%2024-10-2024.pdf) (дата доступа 16.07.2025)

81. ABB ACS880 Catalog. URL: [https://library.e.abb.com/public/2ea96e5d24c1419794e6f126d537c301/ACS880-PHTC04U-EN\\_Rev\\_A.pdf](https://library.e.abb.com/public/2ea96e5d24c1419794e6f126d537c301/ACS880-PHTC04U-EN_Rev_A.pdf) (дата доступа 16.07.2025)
82. Schneider Electric Altivar ATV71 / ATV930 Data. URL: <https://inverterdrive.com/file/Schneider-Altivar-71-ATV71HU55Y-Data> (дата доступа 16.07.2025)
83. Schneider Electric Altivar Catalog. URL: <https://docs.rs-online.com/6e7c/0900766b816c2a91.pdf> (дата доступа 16.07.2025)
84. Danfoss VLT AutomationDrive FC302. URL: [https://www.danfoss.com/en/products/dds/low-voltage-drives/vlt-drives/vlt-automationdrive-fc-301-fc-302/?utm\\_source](https://www.danfoss.com/en/products/dds/low-voltage-drives/vlt-drives/vlt-automationdrive-fc-301-fc-302/?utm_source) (дата доступа 16.07.2025)
85. Yaskawa GA700 Technical Catalog. URL: [https://www.yaskawaindia.in/admin/uploads/products/GA700-Technical-Catalog.pdf?utm\\_source](https://www.yaskawaindia.in/admin/uploads/products/GA700-Technical-Catalog.pdf?utm_source) (дата доступа 16.07.2025)
86. Yaskawa A1000 Drive Specifications. URL: [https://www.yaskawa.com/products/drives/industrial-ac-drives/general-purpose-drives/a1000-drive/-/content/\\_a5fbf897-6df7-4250-932a-c5640ee5122c\\_Specifications?utm\\_source](https://www.yaskawa.com/products/drives/industrial-ac-drives/general-purpose-drives/a1000-drive/-/content/_a5fbf897-6df7-4250-932a-c5640ee5122c_Specifications?utm_source) (дата доступа 16.07.2025)
87. INVT Goodrive300 Inverter V3.3. URL: [https://www.invt.com/uploads/file1/20200413/Goodrive300%20Inverter\\_V3.3.pdf?utm\\_source](https://www.invt.com/uploads/file1/20200413/Goodrive300%20Inverter_V3.3.pdf?utm_source) (дата доступа 16.07.2025)
88. STMicroelectronics STM32 Microcontrollers. URL: <https://www.st.com/en/microcontrollers-microprocessors/stm32-32-bit-arm-cortex-mcus.html> (дата доступа 16.07.2025)
89. Texas Instruments TMS320F2806x Datasheet. URL: <https://www.ti.com/lit/ds/symlink/tms320f28062.pdf> (дата доступа 16.07.2025)
90. NXP LPC5500 Series. URL: <https://www.nxp.com/products/processors-and-microcontrollers/arm-microcontrollers/general-purpose-mcus/lpc5500-arm->

- cortex-m33%3ALPC5500\_SERIES?lang=en&utm\_source (дата доступу 16.07.2025)
91. Microchip SAM E70 Series Datasheet. URL: [https://ww1.microchip.com/downloads/aemDocuments/documents/MCU32/ProductDocuments/DataSheets/SAM-E70-S70-V70-V71-Family-Data-Sheet-DS60001527.pdf?utm\\_source](https://ww1.microchip.com/downloads/aemDocuments/documents/MCU32/ProductDocuments/DataSheets/SAM-E70-S70-V70-V71-Family-Data-Sheet-DS60001527.pdf?utm_source) (дата доступу 16.07.2025)
  92. Microchip SAME51 Product Page. URL: [https://www.microchip.com/en-us/product/atsame51n20a?utm\\_source](https://www.microchip.com/en-us/product/atsame51n20a?utm_source) (дата доступу 16.07.2025)
  93. Crane Management System (CMS). URL: <https://tmeic.com/products/crane-management-system-cms> (дата звернення 15.07.2025)
  94. EXPERIENCE IS OUR SUCCESS. URL: <https://www.kuenz.com/service> (дата звернення 15.07.2025)
  95. SIMOCRANE Crane Management System (CMS). URL: <https://xcelerator.siemens.com/global/en/industries/cranes/industry-cranes/simocrane-crane-management-system-cms.html> (дата звернення 15.07.2025)
  96. Liebherr Group. URL: [https://www.liebherr.com/en-ca/group/magazine/crane-planner/crane-planner-3721287?utm\\_source](https://www.liebherr.com/en-ca/group/magazine/crane-planner/crane-planner-3721287?utm_source) (дата звернення 15.07.2025)
  97. CRANEbee®. URL: <https://www.manitowoc.com/support/cranimax-cranebee> (дата звернення 15.07.2025)
  98. Maximize Safety and Operating Efficiency with PAR Anti-Sway Crane Systems URL: <https://www.par.com/crane-anti-sway-control-system/> (дата звернення 15.07.2025)
  99. Crane Safety Software. URL: [https://www.viaact.ai/solutions/crane-safety-software?utm\\_source](https://www.viaact.ai/solutions/crane-safety-software?utm_source) (дата звернення 15.07.2025)
  100. Streamline Crane Operations & Improve Utilization. URL: [https://voyagecontrol.com/cranetime?utm\\_source](https://voyagecontrol.com/cranetime?utm_source) (дата звернення 15.07.2025)

101. Lift Planning Software. URL: [https://rmtsafety.com/2024/01/11/lift-planning-software/?utm\\_source](https://rmtsafety.com/2024/01/11/lift-planning-software/?utm_source) (дата звернення 15.07.2025)
102. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О. Динаміка машин. К.: ЦП „КОМПРИНТ”, 2013. – 227 с.
103. Kot M. A First Course in the Calculus of Variations. American Mathematical Society. 2014. American Mathematical Society Providence, Rhode Island. 311 p.
104. Romasevych Yu., Hubar Ya. Synthesis of the optimal acceleration mode of the tower crane slewing mechanism. Machinery & Energetics, 2025, 16(2), 9-19.
105. Послідовний порт. URL: [https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%9F%D0%BE%D1%81%D0%BB%D1%96%D0%B4%D0%BE%D0%B2%D0%BD%D0%B8%D0%B9\\_%D0%BF%D0%BE%D1%80%D1%82](https://uk.wikipedia.org/wiki/%D0%9F%D0%BE%D1%81%D0%BB%D1%96%D0%B4%D0%BE%D0%B2%D0%BD%D0%B8%D0%B9_%D0%BF%D0%BE%D1%80%D1%82) (дата звернення 15.07.2025)

## ВИСНОВКИ

1. За результатами досліджень динамічних процесів при сумісному русі механізмів зміни вильоту та повороту, а також зміни вильоту та підйому баштового крана побудовані математичні моделі сумісного руху цих механізмів. В розроблених моделях враховано основний рух приводних механізмів, а також високочастотні коливання ланок, що володіють пружно-дисипативними властивостями та низькочастотні коливання вантажу на гнучкому підвісі. Крім того, в цих моделях для врахування електродинамічних процесів механізмів зміни вильоту та повороту крана використані динамічні механічні характеристики приводних електродвигунів.
2. В результаті розв'язку отриманих математичних моделей для числових параметрів реального баштового крана проведено динамічний та енергетичний аналіз сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту, а також зміни вильоту та підйому вантажу, з якого виявлені суттєві динамічні та енергетичні перевантаження приводних механізмів та конструкцій крана. Виявлені також значні високочастотні коливання ланок з пружно-дисипативними елементами, які затухають протягом процесу пуску та низькочастотні коливання вантажу на гнучкому підвісі, які практично не затухають в процесі руху крана. Наявність таких перевантажень має суттєвий вплив на надійність та продуктивність крана, а також на умови роботи кранівника та обслуговуючого персоналу. Для зменшення динамічних та енергетичних перевантажень кранових механізмів запропоновано оптимізувати режими руху приводних механізмів.
3. Виконано постановку задач оптимального керування механізмом зміни вильоту вантажу при усталеному повороті баштового крана, які включали: математичну модель руху механізмів; крайові умови, що забезпечують усунення маятникових коливань вантажу на гнучкому

підвісі у кінці розгону візка; критерій оптимізації (використано одиничні та комплексний критерії, які за математичним представленням є інтегральними функціоналами та відображають середньоквадратичні значення рушійного зусилля і його вищі похідні за часом).

4. В результаті розв'язування поставлених варіаційних задач встановлені переваги та недоліки кожного з режимів руху в залежності від обраного критерію оптимізації. В першій задачі (критерієм є середньоквадратичне значення рушійного зусилля) зменшуються силові навантаження в тяговому елементі візка та приводному механізмі, однак мають місце значні низько- та високочастотні коливання елементів приводу, конструкції стрілової системи та вантажу в процесі пуску. В другій задачі (критерієм є швидкість зміни у часі середньоквадратичного значення рушійного зусилля) незначно збільшуються силові навантаження в порівнянні з першою задачею, але майже повністю усуваються низькочастотні коливання протягом перехідного процесу і зменшуються енергетичні витрати. В третій задачі (критерієм є пришвидшення зміни у часі середньоквадратичного значення рушійного зусилля) підвищується плавність руху механізму зміни вильоту вантажу та повністю усуваються високочастотні коливання ланок приводного механізму та конструкції стрілової системи. Однак, дещо збільшуються деякі максимальні значення кінематичних та силових характеристик в порівнянні з результатами розв'язання другої варіаційної задачі.
5. Виконано постановку задачі оминання перешкод при побудові траєкторії руху вантажу, який переміщується баштовим краном. Для цього передбачено проведення побудови траєкторії першого наближення та її багатократна модифікація. Отримано узгоджені закони руху механізмів повороту та зміни вильоту вантажу, що відповідають руху вантажу по знайдений траєкторії і які можуть бути реалізовані за допомогою частотних перетворювачів, що керують приводами механізмів повороту крана та зміни вильоту вантажу.

6. Для мінімізації коливань в елементах конструкції крана, приводного механізму повороту та вантажу на гнучкому підвісі поставлено та розв'язано оптимізаційну задачу. В цій задачі шляхом мінімізації інтегрального критерію (середньоквадратичного значення швидкості зміни в часі рушійного моменту) при задоволенні крайових умов руху та обмежень на силові та енергетичні характеристики знайдено оптимальний режим руху механізму повороту при усталеному підйомі вантажу, який до мінімуму зводить коливання в елементах крана. Представлено також результати досліджень оптимізації режимів пуску при сумісному русі механізмів зміни вильоту вантажу та повороту баштового крана з балочною стрілою. Оскільки наведені оптимізаційні задачі визначення режимів пуску механізмів баштового крана є нелінійними, тому для їх розв'язування використано наближений модифікований метаевристичний метод VCP-PSO.
7. Проведено динамічний аналіз сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крана. Для проведення динамічного аналізу побудовано математичну модель, в якій враховано основні рухи приводних механізмів підйому стріли та вантажу, а також пружно-дисипативний коливальний рух тягового канату механізму підйому вантажу та просторові коливання вантажу на гнучкому підвісі. Математична модель представляє собою систему нелінійних диференціальних рівнянь, тому для її розв'язування використано чисельні методи у вигляді розробленої комп'ютерної програми. В результаті проведених розрахунків визначені кінематичні, динамічні та енергетичні характеристики одночасного руху механізмів підйому стріли та вантажу. Аналіз проведених розрахунків показав наявність затухаючих високочастотних коливань в приводі механізму підйому вантажу та незатухаючих низькочастотних коливань вантажу на гнучкому підвісі, а також значного перевантаження приводних механізмів. Тут максимальне значення зусилля в гідроциліндрі підйому стріли становить 500 кН, а

потужність приводу механізму підйому стріли досягає 16,3 кВт. Максимальне значення моменту на приводному барабані механізму підйому вантажу становить 8,2 кНм, а його максимальна потужність наближається до 12,3 кВт. Крім того, проведено динамічний аналіз одночасного руху механізмів підйому стріли та вантажу, а також висування секції стріли. Побудовано математичну модель, в якій додатково враховано висування секції стріли. В результаті розрахунку такої моделі визначено максимальне зусилля в гідроциліндрі висування секції стріли, яке становить 70 кН, а найбільше значення потужності приводу досягає 9,8 кВт.

8. Для усунення високочастотних коливань в елементах конструкції приводу механізму підйому стріли і вантажу та його низькочастотних коливань на гнучкому підвісі при сумісному русі механізмів поставлено та розв'язано оптимізаційну задачу. В цій задачі шляхом мінімізації інтегрального критерію при забезпеченні крайових умов руху механізмів та обмежень на рушійні сили приводів знайдено оптимальні режими сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу. Тут за критерій оптимізації використано середньоквадратичне значення потужності приводних механізмів підйому стріли та вантажу при їх сумісному русі, а за обмеження обрані мінімальні та максимальні значення рушійних моментів приводів. Поставлена оптимізаційна задача являє собою задачу умовної оптимізації, при розв'язуванні якої виникають значні труднощі, тому вона зведена до задачі безумовної оптимізації. Таке зведення досягнуто за рахунок розроблення узагальненого критерію оптимізації, який включає в себе середньоквадратичне значення потужності приводних механізмів підйому стріли та вантажу разом з обмеженнями на рушійні моменти приводів. Оскільки оптимізаційна задача знаходження сумісного режиму пуску механізмів підйому стріли та вантажу стрілового крану є нелінійною, тому для її розв'язування використано наближений метод. Розв'язок поставленої оптимізаційної задачі знаходився у вигляді

поліномів. Невідомі функції сумісного підйому стріли та вантажу, які забезпечують мінімізацію середньоквадратичного значення потужності приводів та задовольняють крайові умови руху механізмів і обмеження рушійних моментів приводних механізмів підйому стріли і вантажу представлені у вигляді сум двох поліномів. Перші поліноми задовольняють крайові умови руху в процесі сумісного пуску механізмів, а другі поліноми включають невідомі постійні коефіцієнти, які дають можливість отримати мінімальне значення узагальненого критерію сумісного руху механізмів. Визначення невідомих коефіцієнтів других поліномів здійснюється шляхом використання модифікованого методу рою часточок VCP-PSO. Оптимальні режими в порівнянні з реальними режимами (отриманими в результаті динамічного аналізу) одночасного руху механізмів підйому стріли та вантажу дозволили зменшити максимальні значення рушійного моменту в 2,1 рази і потужності на 28,4% приводу механізму підйому вантажу.

9. Розроблено рекомендації щодо апаратної частини системи керування рухом механізмами стрілових кранів, які включають рекомендації щодо сенсорних пристроїв, керованих приводних двигунів та мікроконтролерних засобів. Наведено класи сенсорних пристроїв, вимоги щодо їхніх технічних характеристик та функції в умовах експлуатації кранів. Вказано рекомендації щодо гідравлічних та частотно-керованих асинхронних приводів кранових механізмів та їхні бажані технічні характеристики. Наведено перелік мікропроцесорних засобів, придатних для організації систем керування механізмами крана. Для всіх класів пристроїв наведено приклади (марки та виробники), які відповідають вимогам щодо умов експлуатації стрілових кранів. Це дає змогу зорієнтувати розробників систем керування на раціональні технічні рішення та значно полегшує процес розробки.
10. Розроблено структурно-функціональну схему системи керування рухом механізмами стрілового крана, яка включає такі підсистеми: сенсорну,

інформаційну (для оператора), введення команд, мікроконтролерну, виконавчу. Описано структурні елементи кожної підсистеми. Розроблений алгоритм функціонування структурно-функціональної схеми системи керування дає змогу напрацювати підходи щодо функціонування системи керування в практичних умовах експлуатації стрілового крана при зведенні споруд інженерного захисту.

11. Для реалізації оптимального керування рухом механізмів підйому вантажу та повороту стрілового крана було розроблено спеціалізоване програмне забезпечення. Воно дозволяє забезпечити передачу керуючих сигналів від комп'ютера до частотного перетворювача, який є джерелом живлення асинхронного двигуна приводу відповідного механізму. Сигнали керування відповідають оптимальним законам руху механізмів, отриманим у результаті розв'язання варіаційних задач. В них функціоналами якості керування виступали визначені інтеграли квадратів рушійних сил механізмів, їх перших та других похідних за часом. Розв'язки цих задач наведені у даному дослідженні.

## **ДОДАТКИ**

## Додаток А

### Програмний код розробленого програмного забезпечення „Оптимальне керування рухом механізмів стрілового крана ©”

#### А.1 Основний модуль

```
unit Unit1;
```

```
interface
```

```
uses
```

```
Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes, Graphics, Controls, Forms,  
Dialogs, Functions_Unit, ComCtrls, StdCtrls, Buttons, ExtCtrls, BCPort, SLScope,  
Math, TeeProcs, TeEngine, Chart, Series, SyncObjs;
```

```
type
```

```
TForm1 = class(TForm)  
    PageControl1: TPageControl;  
    TabSheet1: TTabSheet;  
    TabSheet2: TTabSheet;  
    TabSheet3: TTabSheet;  
    Button1: TButton;  
    Button2: TButton;  
    RadioGroup1: TRadioGroup;  
    BComPort1: TBComPort;  
    RadioGroup2: TRadioGroup;  
    Button3: TButton;  
    Panel2: TPanel;  
    Panel3: TPanel;
```

RadioGroup3: TRadioGroup;  
RadioGroup4: TRadioGroup;  
Button4: TButton;  
GroupBox1: TGroupBox;  
Edit1: TEdit;  
Edit2: TEdit;  
Label1: TLabel;  
Label2: TLabel;  
Label3: TLabel;  
GroupBox2: TGroupBox;  
Edit5: TEdit;  
Label7: TLabel;  
Edit6: TEdit;  
Label8: TLabel;  
Edit7: TEdit;  
Label10: TLabel;  
Button5: TButton;  
SLScope1: TSLScope;  
Button6: TButton;  
RadioGroup5: TRadioGroup;  
Button7: TButton;  
RadioGroup6: TRadioGroup;  
Button8: TButton;  
GroupBox3: TGroupBox;  
Label17: TLabel;  
Label18: TLabel;  
Label19: TLabel;  
Edit12: TEdit;  
Edit13: TEdit;  
GroupBox4: TGroupBox;

SLScope2: TSLScope;  
Label15: TLabel;  
Label14: TLabel;  
Label16: TLabel;  
Edit14: TEdit;  
Edit15: TEdit;  
Label23: TLabel;  
Label24: TLabel;  
GroupBox5: TGroupBox;  
Edit22: TEdit;  
Label32: TLabel;  
Label33: TLabel;  
Edit23: TEdit;  
Button9: TButton;  
Label34: TLabel;  
Edit24: TEdit;  
Label35: TLabel;  
Label38: TLabel;  
Label40: TLabel;  
Button10: TButton;  
Button11: TButton;  
Edit16: TEdit;  
Label20: TLabel;  
Label22: TLabel;  
GroupBox6: TGroupBox;  
Label9: TLabel;  
Label11: TLabel;  
Label12: TLabel;  
Label13: TLabel;  
Label21: TLabel;

```

Label25: TLabel;
Label26: TLabel;
Label27: TLabel;
Label4: TLabel;
Label5: TLabel;
Label6: TLabel;
Label28: TLabel;
Edit3: TEdit;
Edit4: TEdit;
Edit8: TEdit;
Edit9: TEdit;
Label29: TLabel;
procedure Button1Click(Sender: TObject);
procedure Button2Click(Sender: TObject);
procedure Button3Click(Sender: TObject);
procedure Button6Click(Sender: TObject);
procedure Button5Click(Sender: TObject);
procedure Button4Click(Sender: TObject);
procedure RadioGroup3Click(Sender: TObject);
procedure RadioGroup5Click(Sender: TObject);
procedure Button9Click(Sender: TObject);
procedure Button7Click(Sender: TObject);
procedure Button8Click(Sender: TObject);
procedure Button10Click(Sender: TObject);
procedure Button11Click(Sender: TObject);

private
  { Private declarations }
  procedure WMCopyMsg(var Msg: TWMCopyData); Message
WM_COPYDATA;

```

```

public
    { Public declarations }
end;

//описуємо клас потоку
MyThread = class(TThread)

private
    { Private declarations }
    FMode      : Integer;

protected
    procedure Execute; override;
    constructor Create(const CreateSuspended: Boolean; const Mode: Integer);
end;

var
    Form1: TForm1;
    Potok1, Potok2: MyThread;
    p: String;
    trozgpID, tgalmpID, tSteadyLift, trozgslew, tgalmslew, tSteadySlew: Real;

    DlinnaL, DlinnaD, DlinnaLSlew, DlinnaDSlew, Dlinna: Integer;
    i, j, y: Integer;

    vLift: array of real;
    vDown: array of real;
    vSlewAccel: array of real;

```

```
vSlewDecel: array of real;  
L, c, m, m1, m2, r, InertiaMoment,t: Real;
```

```
const
```

```
g=9.81;
```

```
procedure SendStr(const pStr: AnsiString);
```

```
implementation
```

```
{ $R *.dfm }
```

```
//КОНСТРУКТОР ПОТОКІВ MyThread
```

```
constructor MyThread.Create(const CreateSuspended: Boolean; const Mode:  
Integer);
```

```
begin
```

```
FreeOnTerminate:=True;
```

```
inherited Create(CreateSuspended);
```

```
///OnTerminate := OnTerminateEvent;
```

```
Priority := tpNormal;
```

```
FMode := Mode;
```

```
end;
```

```
(*КОМАНДА ВІДКРИВАННЯ ПОРТА*)
```

```
procedure TForm1.Button1Click(Sender: TObject);
```

```
begin
```

```

//номер порта
If RadioGroup1.ItemIndex=0 then BComPort1.Port:='COM1';
If RadioGroup1.ItemIndex=1 then BComPort1.Port:='COM2';
If RadioGroup1.ItemIndex=2 then BComPort1.Port:='COM3';
If RadioGroup1.ItemIndex=3 then BComPort1.Port:='COM4';
If RadioGroup1.ItemIndex=4 then BComPort1.Port:='COM5';
If RadioGroup1.ItemIndex=5 then BComPort1.Port:='COM6';

BComPort1.BaudRate := br19200; //швв обміну інформацією
BComPort1.Parity:=paNone; // перевірка на парність
BComPort1.StopBits:=sb2; //кількість стоп-бітів
if BComPort1.Open then // команда відкривання порта
begin
  Button1.Enabled:=False;
  Button2.Enabled:= not Button1.Enabled;
  Button3.Enabled:=True;
  Button4.Enabled:=True;
  Button6.Enabled:=True;
  Button7.Enabled:=True;
  Button8.Enabled:=True;
  RadioGroup1.Enabled:=False;
  RadioGroup2.Enabled:=True;
  RadioGroup1.Color:=clGreen;
  Button3.Enabled:=True;
end;
end;

(*КОМАНДА ЗАКРИВАННЯ ПОРТА*)
procedure TForm1.Button2Click(Sender: TObject);
begin

```

```

if BComPort1.Close then //команда закривання порта
begin
  Button2.Enabled:=False;
  Button1.Enabled:= not Button2.Enabled;
  RadioGroup1.Color:=clRed;
  Button3.Enabled:=False;
  Button4.Enabled:=False;
  Button6.Enabled:=False;
  Button7.Enabled:=False;
  Button8.Enabled:=False;
  RadioGroup2.Enabled:=False;
  RadioGroup1.Enabled:=True;
  Panel2.Visible:=False;
  Panel3.Visible:=False;
end;
end;

(*КОМАДНА ВСТАНОВЛЕННЯ КЕРУВАННЯ*)
procedure TForm1.Button3Click(Sender: TObject);
begin

  if RadioGroup2.ItemIndex=0 then begin
    p:=#$05+#$36+#$34+#$38+#$35+#$31+#$30+#$30+#$36+#$38+#$0D; //
зовнішнє EXT для станції №0
    BComPort1.WriteStr(p);
    sleep(100);
    p:="";
    p:=#$05+#$36+#$35+#$38+#$35+#$31+#$30+#$30+#$36+#$39+#$0D; //
зовнішнє EXT для станції №1
    BComPort1.WriteStr(p);

```

```

Panel3.Color:=clGreen;
Panel2.Color:=clRed;
Panel3.Visible:=True;
Panel2.Visible:=True;
end else begin
p:=#$05+#$36+#$35+#$38+#$35+#$31+#$34+#$30+#$36+#$44+#$0D; //
мережеве (комп'ютерне) NET для станції №1
VComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:="";
p:=#$05+#$36+#$34+#$38+#$35+#$31+#$34+#$30+#$36+#$43+#$0D; //
мережеве (комп'ютерне) NET для станції №0
VComPort1.WriteStr(p);
Panel3.Color:=clRed;
Panel2.Color:=clGreen;
Panel3.Visible:=True;
Panel2.Visible:=True;
end;
end;

procedure TForm1.Button6Click(Sender: TObject);
begin

If RadioGroup3.ItemIndex=-1 then
ShowMessage('Встановіть характеристику розгону/гальмування');

// встановлення початкової напруги живлення двигуна

```

```

p:=#$05+#$30+#$30+#$38+#$30+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa
t(Edit2.Text)*10)), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:=";

// НАЛАШТУВАННЯ ПЧ ПРИ СТАНДАРТНИХ ЗАКОНАХ ЗМІНИ
ЧАСТОТИ //
if RadioGroup2.ItemIndex<=2 then begin
//відправка параметру усталеної частоти

p:=#$05+#$30+#$30+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(Str
ToFloat(Edit1.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:=";

//відправка параметру опорної частоти
//Це значення визначає частоту, при якій тривалість розгону-гальмування
рівна заданій, але це не задана частота

p:=#$05+#$30+#$30+#$39+#$34+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa
t(Edit1.Text)*100)), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);

```

```

BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:=";

//відправка параметра тривалості розгону

p:=#$05+#$30+#$30+#$38+#$37+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa
t(Edit3.Text)*10)), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:=";

//відправка параметра тривалості гальмування

p:=#$05+#$30+#$30+#$38+#$38+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa
t(Edit3.Text)*10)), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:=";

//відправка параметру характеристики розгону/гальмування двигуна
if RadioGroup3.ItemIndex=0 then
p:=#$05+#$30+#$30+#$39+#$44+#$31+#$30+#$30+#$30+#$30; // лінійна
if RadioGroup3.ItemIndex=1 then
p:=#$05+#$30+#$30+#$39+#$44+#$31+#$30+#$30+#$30+#$31; // S-подібна
if RadioGroup3.ItemIndex=2 then

```

```

p:=#$05+#$30+#$30+#$39+#$44+#$31+#$30+#$30+#$30+#$32; // подвійна S-
подібна
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
VComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:="";
end;

```

```

// ПОПЕРЕДНІ НАЛАШТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПЧ ПРИ РУСІ
ДВИГУНА ЗА ОПТИМАЛЬНИМИ ЗАКОНАМИ //

```

```

if RadioGroup3.ItemIndex>2 then begin

```

```

    //відправка параметра опорної частоти

```

```

    y:=1000;
    p:=#$05+#$30+#$30+#$39+#$34+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(y)), 4);
    AddCRC(p, 2);
    AddCR(p);
    VComPort1.WriteStr(p);
    sleep(100);
    p:="";

```

```

    //відправка параметра тривалості розгону

```

```

    p:=#$05+#$30+#$30+#$38+#$37+#$31+#$30+#$30+#$30+#$31;
    AddCRC(p, 2);
    AddCR(p);
    VComPort1.WriteStr(p);
    sleep(100);
    p:="";

```

```

//Відправка параметра тривалості гальмування
p:=#05+#30+#30+#38+#38+#31+#30+#30+#30+#31;
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:=";

// встановлення лінійної характеристики розгону між дискретними точками
частоти в масиві
p:=#05+#30+#30+#39+#44+#31+#30+#30+#30+#30;
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:=";
end;

end;

procedure TForm1.Button5Click(Sender: TObject);
var
Omega: Real;
numerator, denominator: Real;
term1, term2, term3, term4, term5, term6, term7: Real;

begin

```

```
Button4.Enabled:=True;
```

```
if RadioGroup3.ItemIndex>2 then Button6.Enabled:=True;
```

```
trozgslew:=StrToFloat(Edit3.Text);
```

```
tgalmslew:=StrToFloat(Edit4.Text);
```

```
tSteadySlew:=StrToFloat(Edit8.Text);
```

```
DlinnaLSlew:=0;
```

```
DlinnaDSlew:=0;
```

```
InertiaMoment:=StrToFloat(Edit7.Text);
```

```
m:=StrToFloat(Edit6.Text);
```

```
L:=StrToFloat(Edit5.Text);
```

```
r:=StrToFloat(Edit9.Text);
```

```
// РОЗРАХУНОК МАСИВУ ВІДНОСНИХ ЗНАЧЕНЬ ЧАСТОТИ ДЛЯ  
ОПТИМАЛЬНОГО ЗАКОНУ //
```

```
// розрахунок масиву частот для оптимального закону №1
```

```
if RadioGroup3.ItemIndex=3 then begin
```

```
DlinnaLSlew:=StrToInt(FloatToStr(trozgslew*10));
```

```
SetLength(vSlewAccel, DlinnaLSlew);
```

```
DlinnaD:=StrToInt(FloatToStr(tgalmslew*10));
```

```
SetLength(vSlewDecel, DlinnaD);
```

```
Omega:=Sqrt(((InertiaMoment+m*Power(r, 2))/InertiaMoment)*(g/L));
```

```
i:=0;
```

```

t:=0.1;
while t<trozgslew do begin
  numerator:=(g*(-2+Sqr(Omega)*t*trozgslew)+2*g*Cos(Omega*t)-
2*g*Cos(Omega*(t-
trozgslew))+2*g*Cos(Omega*trozgslew)+g*Omega*t*Sin(Omega*t)-
L*Power(Omega,
3)*t*Sin(Omega*t)-
g*Omega*trozgslew*Sin(Omega*t)+L*Power(Omega,
3)*trozgslew*Sin(Omega*t)+Omega*(-g+L*Sqr(Omega))*t*Sin(Omega*(t-
trozgslew))+g*Omega*t*Sin(Omega*trozgslew));
  denominator:=g*(-
4+Sqr(Omega)*Sqr(trozgslew)+4*Cos(Omega*trozgslew)+Omega*trozgslew*Sin
(Omega*trozgslew));
  vSlewAccel[i]:=numerator/denominator;
  If vSlewAccel[i]<0 then vSlewAccel[i]:=0;
  Inc(i);
  t:=t+0.1;
end;
If vSlewAccel[DlinnaLSlew-1]<1 then vSlewAccel[DlinnaLSlew-1]:=1;
If vSlewAccel[DlinnaLSlew-1]>1 then vSlewAccel[DlinnaLSlew-1]:=1;

i:=0;
t:=0.1;
while t<tgalmslew do begin
  numerator:=(g*(-2+Sqr(Omega)*tgalmslew*(-t+tgalmslew))-
2*g*Cos(Omega*t)+2*g*Cos(Omega*(t-
tgalmslew))+2*g*Cos(Omega*tgalmslew)-
g*Omega*t*Sin(Omega*t)+L*Power(Omega,
3)*t*Sin(Omega*t)+g*Omega*tgalmslew*Sin(Omega*t)-L*Power(Omega,
3)*tgalmslew*Sin(Omega*t)+Omega*(g-L*Sqr(Omega))*t*Sin(Omega*(t-
tgalmslew))-

```

```

g*Omega*t*Sin(Omega*tgalmslew)+g*Omega*tgalmslew*Sin(Omega*tgalmslew
));
denominator:=g*(-
4+Sqr(Omega)*Sqr(tgalmslew)+4*Cos(Omega*tgalmslew)+Omega*tgalmslew*Si
n(Omega*tgalmslew));
vSlewDecel[i]:=numerator/denominator;
If vSlewDecel[i]<0 then vSlewDecel[i]:=0;
Inc(i);
t:=t+0.1;
end;
If vSlewDecel[DlinnaDSlew-1]<0 then vSlewDecel[DlinnaDSlew-1]:=0;
If vSlewDecel[DlinnaDSlew-1]>0 then vSlewDecel[DlinnaDSlew-1]:=0;
end;

// розрахунок масиву частот для оптимального закону №2
if RadioGroup3.ItemIndex=4 then begin

DlinnaLSlew:=StrToInt(FloatToStr(trozgslew*10));
SetLength(vSlewAccel, DlinnaLSlew);

DlinnaD:=StrToInt(FloatToStr(tgalmslew*10));
SetLength(vSlewDecel, DlinnaD);

Omega:=Sqrt(((InertiaMoment+m*Power(r, 2))/InertiaMoment)*(g/L));

i:=0;
t:=0.1;
while t<trozgslew do begin

```

```

    numerator:=(6*L*Power(Omega,4)*trozgslew*(-2*t+trozgslew)-
g*(24+Power(Omega,4)*Sqr(t)*(2*t-
3*trozgslew)*trozgslew+6*Sqr(Omega)*Sqr(trozgslew))-12*g*(-
2+Sqr(Omega)*t*trozgslew)*Cos(Omega*trozgslew)+6*((L*Power(Omega,4)*(t-
trozgslew)*trozgslew+g*(4+Sqr(Omega)*trozgslew*(-
t+trozgslew))) *Cos(Omega*t)+(L*Power(Omega,4)*t*trozgslew-
g*(4+Sqr(Omega)*t*trozgslew))*Cos(Omega*(t-
trozgslew))+Omega*(L*Sqr(Omega)*(-
2*t+trozgslew)+g*(2*t+trozgslew))*Sin(Omega*t)+Omega*(L*Sqr(Omega)*(2*t-
trozgslew)+g*(-2*t+3*trozgslew))*Sin(Omega*(t-
trozgslew)))+Omega*(g*t*(12+Sqr(Omega)*t*(2*t-
3*trozgslew))+6*L*Sqr(Omega)*(2*t-
trozgslew)+18*g*trozgslew)*Sin(Omega*trozgslew));
    denominator:=g*(-48-
12*Sqr(Omega)*Sqr(trozgslew)+Power(Omega,4)*Power(trozgslew,4)-12*(-
4+Sqr(Omega)*Sqr(trozgslew))*Cos(Omega*trozgslew)+Omega*trozgslew*(48-
Sqr(Omega)*Sqr(trozgslew))*Sin(Omega*trozgslew));
    vSlewAccel[i]:=numerator/denominator;
    If vSlewAccel[i]<0 then vSlewAccel[i]:=0;
    Inc(i);
    t:=t+0.1;
    end;
    If vSlewAccel[DlinnaLSlew-1]<1 then vSlewAccel[DlinnaLSlew-1]:=1;
    If vSlewAccel[DlinnaLSlew-1]>1 then vSlewAccel[DlinnaLSlew-1]:=1;

    i:=0;
    t:=0.1;
    while t<tgalmslew do begin

```

```

numerator:=(6*L*Power(Omega,4)*(2*t-tgalmslew)*tgalmslew+g*(-24-
6*Sqr(Omega)*Sqr(tgalmslew)+Power(Omega,4)*Sqr(t-
tgalmslew)*tgalmslew*(2*t+tgalmslew))+6*(L*Power(Omega,4)*tgalmslew*(-
t+tgalmslew)+g*(-4+Sqr(Omega)*(t-
tgalmslew)*tgalmslew))*Cos(Omega*t)+6*(4*g+Sqr(Omega)*(g-
L*Sqr(Omega))*t*tgalmslew)*Cos(Omega*(t-
tgalmslew))+12*g*(2+Sqr(Omega)*(t-
tgalmslew)*tgalmslew)*Cos(Omega*tgalmslew)-6*Omega*(L*Sqr(Omega)*(-
2*t+tgalmslew)+g*(2*t+tgalmslew))*Sin(Omega*t)+6*Omega*(g*(2*t-
3*tgalmslew)+L*Sqr(Omega)*(-2*t+tgalmslew))*Sin(Omega*(t-tgalmslew))-
Omega*(6*L*Sqr(Omega)*(2*t-tgalmslew)+g*(2*t*(6+Sqr(Omega)*Sqr(t))-
3*(10+Sqr(Omega)*Sqr(t))*tgalmslew+Sqr(Omega)*Power(tgalmslew,3)))*Sin(O
mega*tgalmslew));

```

```

denominator:=g*(-48-
12*Sqr(Omega)*Sqr(tgalmslew)+Power(Omega,4)*Power(tgalmslew,4)-12*(-
4+Sqr(Omega)*Sqr(tgalmslew))*Cos(Omega*tgalmslew)+Omega*tgalmslew*(48
-Sqr(Omega)*Sqr(tgalmslew))*Sin(Omega*tgalmslew));

```

```

vSlewDecel[i]:=numerator/denominator;

```

```

If vSlewDecel[i]<0 then vSlewDecel[i]:=0;

```

```

Inc(i);

```

```

t:=t+0.1;

```

```

end;

```

```

If vSlewDecel[DlinnaDSlew-1]<0 then vSlewDecel[DlinnaDSlew-1]:=0;

```

```

If vSlewDecel[DlinnaDSlew-1]>0 then vSlewDecel[DlinnaDSlew-1]:=0;

```

```

end;

```

```

// розрахунок масиву частот для оптимального закону №3

```

```

if RadioGroup3.ItemIndex=5 then begin

```

```

DlinnaLSlew:=StrToInt(FloatToStr(trozgslew*10));
SetLength(vSlewAccel, DlinnaLSlew);

DlinnaD:=StrToInt(FloatToStr(tgalmslew*10));
SetLength(vSlewDecel, DlinnaD);

Omega:=Sqrt(((InertiaMoment+m*Power(r, 2))/InertiaMoment)*(g/L));

i:=0;
t:=0.1;
while t<trozgslew do begin

    term1:=60*L*Power(Omega,4)*(2*t-trozgslew)*(-
4*Sqr(trozgslew)+t*trozgslew*(4-Sqr(Omega)*Sqr(trozgslew))+Sqr(t)*(-
4+Sqr(Omega)*Sqr(trozgslew)));
    term2:=g*(-1440*trozgslew-
120*Sqr(Omega)*Power(trozgslew,3)+Power(Omega,6)*Power(t,3)*Sqr(trozgsle
w)*(6*Sqr(t)-15*t*trozgslew+10*Sqr(trozgslew))-
12*Power(Omega,4)*t*(2*Power(t,4)-
5*Power(t,3)*trozgslew+10*Sqr(t)*Sqr(trozgslew)-
10*t*Power(trozgslew,3)+5*Power(trozgslew,4)));
    term3:=120*trozgslew*(L*Power(Omega,4)*(3*t-
2*trozgslew)*trozgslew+g*(12+Sqr(Omega)*trozgslew*(-
3*t+trozgslew)))*Cos(Omega*t);
    term4:=120*trozgslew*(L*Power(Omega,4)*(3*t-trozgslew)*trozgslew+g*(-
12+Sqr(Omega)*trozgslew*(-3*t+2*trozgslew)))*Cos(Omega*(t-trozgslew));
    term5:=12*(120*g*trozgslew-
20*g*Sqr(Omega)*Sqr(trozgslew)*(3*t+trozgslew)+10*L*Power(Omega,4)*(4*P
ower(t,3)-

```

```

6*Sqr(t)*trozgslew+Power(trozgslew,3))+g*Power(Omega,4)*(2*Power(t,5)-
5*Power(t,4)*trozgslew+5*Sqr(t)*Power(trozgslew,3))*Cos(Omega*trozgslew);
term6:=60*Omega*trozgslew*((12*(g-
L*Sqr(Omega))*t+6*(g+L*Sqr(Omega))*trozgslew+Sqr(Omega)*(-
g+L*Sqr(Omega))*t*Power(trozgslew,2)+Sqr(Omega)*(g-
L*Sqr(Omega))*Power(trozgslew,3))*Sin(Omega*t)+(-L*Sqr(Omega)*(-
12*t+6*trozgslew+Sqr(Omega)*t*Power(trozgslew,2))+g*(-
12*t+18*trozgslew+Sqr(Omega)*t*Power(trozgslew,2)))*Sin(Omega*(t-
trozgslew)));
term7:=Omega*trozgslew*(60*L*Sqr(Omega)*(6+Sqr(Omega))*t*(t-
trozgslew))*(2*t-
trozgslew)+g*(1080*trozgslew+t*(720+60*Sqr(Omega))*(2*Sqr(t)-3*t*trozgslew-
3*Sqr(trozgslew))+Power(Omega,4)*Sqr(t)*(6*Sqr(t)-
15*t*trozgslew+10*Sqr(trozgslew)))))*Sin(Omega*trozgslew);
numerator:=term1+term2+term3+term4+term5+term6+term7;
denominator:=g*trozgslew*(-2880-240*Sqr(Omega)*Sqr(trozgslew)-
24*Power(Omega,4)*Power(trozgslew,4)+Power(Omega,6)*Power(trozgslew,6)+
24*(120-
50*Sqr(Omega)*Sqr(trozgslew)+Power(Omega,4)*Power(trozgslew,4))*Cos(Ome
ga*trozgslew)+Omega*trozgslew*(2880-
240*Sqr(Omega)*Sqr(trozgslew)+Power(Omega,4)*Power(trozgslew,4))*Sin(Om
ega*trozgslew));

vSlewAccel[i]:=numerator/denominator;
If vSlewAccel[i]<0 then vSlewAccel[i]:=0;
Inc(i);
t:=t+0.1;
end;
If vSlewAccel[DlinnaLSlew-1]<1 then vSlewAccel[DlinnaLSlew-1]:=1;
If vSlewAccel[DlinnaLSlew-1]>1 then vSlewAccel[DlinnaLSlew-1]:=1;

```

```

i:=0;
t:=0.1;
while t<tgalmslew do begin
  term1:=-60*L*Power(Omega,4)*(2*t-tgalmslew)*(-
4*Sqr(tgalmslew)+t*tgalmslew*(4-Sqr(Omega)*Sqr(tgalmslew))+Sqr(t)*(-
4+Sqr(Omega)*Sqr(tgalmslew)));
  term2:=g*(-1440*tgalmslew-120*Sqr(Omega)*Power(tgalmslew,3)-
Power(Omega,6)*Power(t-
tgalmslew,3)*Sqr(tgalmslew)*(6*Sqr(t)+3*t*tgalmslew+Sqr(tgalmslew))+12*Pow
er(Omega,4)*(t-tgalmslew)*(2*Power(t,4)-
3*Power(t,3)*tgalmslew+7*Sqr(t)*Sqr(tgalmslew)-
3*t*Power(tgalmslew,3)+2*Power(tgalmslew,4)));
  term3:=-120*tgalmslew*(L*Power(Omega,4)*(3*t-
2*tgalmslew)*tgalmslew+g*(12+Sqr(Omega)*tgalmslew*(-
3*t+tgalmslew))) *Cos(Omega*t);
  term4:=-120*tgalmslew*(L*Power(Omega,4)*(3*t-tgalmslew)*tgalmslew+g*(-
12+Sqr(Omega)*tgalmslew*(-3*t+2*tgalmslew))) *Cos(Omega*(t-tgalmslew));
  term5:=-12*(10*L*Power(Omega,4)*(4*Power(t,3)-
6*Sqr(t)*tgalmslew+Power(tgalmslew,3))+g*(-
120*tgalmslew+20*Sqr(Omega)*Sqr(tgalmslew)*(-
3*t+4*tgalmslew)+Power(Omega,4)*(2*Power(t,5)-
5*Power(t,4)*tgalmslew+5*Sqr(t)*Power(tgalmslew,3)-
2*Power(tgalmslew,5)))) *Cos(Omega*tgalmslew);
  term6:=60*Omega*tgalmslew*((-12*(g-L*Sqr(Omega))*t-
6*(g+L*Sqr(Omega))*tgalmslew+Sqr(Omega)*(g-
L*Sqr(Omega))*t*Power(tgalmslew,2)+Sqr(Omega)*(-
g+L*Sqr(Omega))*Power(tgalmslew,3))*Sin(Omega*t)+(L*Sqr(Omega)*(-
12*t+6*tgalmslew+Sqr(Omega)*t*Power(tgalmslew,2))-g*(-

```

```

12*t+18*tgalmslew+Sqr(Omega)*t*Power(tgalmslew,2))) * Sin(Omega*(t-
tgalmslew));
term7:=Omega*tgalmslew*(-60*L*Sqr(Omega)*(6+Sqr(Omega)*t*(t-
tgalmslew))*(2*t-tgalmslew)+g*(-
6*t*(120+20*Sqr(Omega)*Sqr(t)+Power(Omega,4)*Power(t,4))+15*(120+12*Sqr
(Omega)*Sqr(t)+Power(Omega,4)*Power(t,4))*tgalmslew-10*Sqr(Omega)*t*(-
18+Sqr(Omega)*Sqr(t))*Power(tgalmslew,2)-
240*Sqr(Omega)*Power(tgalmslew,3)+Power(Omega,4)*Power(tgalmslew,5))) * S
in(Omega*tgalmslew);
numerator:=term1+term2+term3+term4+term5+term6+term7;
denominator:=g*tgalmslew*(-2880-240*Sqr(Omega)*Sqr(tgalmslew)-
24*Power(Omega,4)*Power(tgalmslew,4)+Power(Omega,6)*Power(tgalmslew,6)
+24*(120-
50*Sqr(Omega)*Sqr(tgalmslew)+Power(Omega,4)*Power(tgalmslew,4))*Cos(Om
ega*tgalmslew)+Omega*tgalmslew*(2880-
240*Sqr(Omega)*Sqr(tgalmslew)+Power(Omega,4)*Power(tgalmslew,4))*Sin(O
mega*tgalmslew));
vSlewDecel[i]:=numerator/denominator;
If vSlewDecel[i]<0 then vSlewDecel[i]:=0;
Inc(i);
t:=t+0.1;
end;
If vSlewDecel[DlinnaDSlew-1]<0 then vSlewDecel[DlinnaDSlew-1]:=0;
If vSlewDecel[DlinnaDSlew-1]>0 then vSlewDecel[DlinnaDSlew-1]:=0;
end;

end;

```

```
procedure TForm1.Button4Click(Sender: TObject); // кнопка пуск - переміщення  
крана  
begin
```

```
    // створення потоку на відправку дискретних значень частоти для  
    ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНА
```

```
    Potok1:= MyThread.Create(True,0);
```

```
    Potok1.Resume;
```

```
end;
```

```
procedure TForm1.RadioGroup3Click(Sender: TObject);
```

```
begin
```

```
    If RadioGroup3.ItemIndex<=2 then begin
```

```
        Edit3.Enabled:=True;
```

```
        Button6.Enabled:=True;
```

```
        SLScope1.Channels[0].Data.Clear end else begin
```

```
        Edit5.Enabled:=True;
```

```
        Edit6.Enabled:=True;
```

```
        Edit7.Enabled:=True;
```

```
        Edit8.Enabled:=True;
```

```
        Edit9.Enabled:=True;
```

```
        Button5.Enabled:=True;
```

```
        Button10.Enabled:=True;
```

```
end;
```

```
end;
```

```
procedure TForm1.RadioGroup5Click(Sender: TObject);
```

```
begin
  If RadioGroup5.ItemIndex<3 then begin
    Edit22.Enabled:=False;
    Edit23.Enabled:=False;
    Edit24.Enabled:=False;
    Button9.Enabled:=False;
    Button7.Enabled:=True;
    SLScope2.Channels[0].Data.Clear end;
  If RadioGroup5.ItemIndex=4 then begin
    Button7.Enabled:=False;
    Edit22.Enabled:=True;
    Edit23.Enabled:=True;
    Edit24.Enabled:=True;
    Button9.Enabled:=True;
  end;
```

```
  If RadioGroup5.ItemIndex=3 then begin
    Button7.Enabled:=False;
    Edit22.Enabled:=True;
    Edit23.Enabled:=True;
    Edit24.Enabled:=True;
    Button9.Enabled:=True;
  end;
end;
```

```
procedure TForm1.Button9Click(Sender: TObject);
  var
    k: Real;
    numerator, denominator: Real;
    term1, term2, term3, term4, term5, term6, term7: Real;
```

```

begin
  Button8.Enabled:=True;

  if RadioGroup5.ItemIndex>2 then Button7.Enabled:=True;

  trozgpид:=StrToFloat(Edit14.Text);
  tgalmpид:=StrToFloat(Edit16.Text);
  tSteadyLift:=StrToFloat(Edit15.Text);
  DlinnaL:=0;
  DlinnaD:=0;
  m1:=StrToFloat(Edit22.Text);
  m2:=StrToFloat(Edit23.Text);
  c:=StrToFloat(Edit24.Text);

  // РОЗРАХУНОК МАСИВУ ВІДНОСНИХ ЗНАЧЕНЬ ЧАСТОТИ ДЛЯ
  ОПТИМАЛЬНОГО ЗАКОНУ //
  // розрахунок масиву частот для оптимального закону №1
  if RadioGroup5.ItemIndex=3 then begin

    DlinnaL:=StrToInt(FloatToStr(trozgpид*10)); // визначення довжини масиву
    для дискретних частот
    SetLength(vlift, DlinnaL); // встановлюємо довжину масиву частот для
    розгону

    DlinnaD:=StrToInt(FloatToStr(tgalmpид*10)); // визначення довжини масиву
    для дискретних частот
    SetLength(vdown, DlinnaD); // встановлюємо довжину масиву частот для
    гальмування
  end
end

```

```

k:=Sqrt(((c*(m1+m2))/(m1*m2)));

i:=0;
t:=0.1; // перше дискретне значення часу
while t<trozgpид do begin
  numerator:=(c*(-2+Power(k, 2)*t*trozgpид)+2*c*Cos(k*t)-2*c*Cos(k*(t-
trozgpид))+2*c*Cos(k*trozgpид)+c*k*t*Sin(k*t)-Power(k, 3)*m2*t*Sin(k*t)-
c*k*trozgpид*Sin(k*t)+Power(k, 3)*m2*trozgpид*Sin(k*t)+k*(-c+Power(k,
2)*m2)*t*Sin(k*(t-trozgpид))+c*k*t*Sin(k*trozgpид));
  denominator:=(c*(-4+ Power((k*trozgpид),
2)+4*Cos(k*trozgpид)+k*trozgpид*Sin(k*trozgpид)));
  vlift[i]:=numerator/denominator;
  Inc(i);
  t:=t+0.1;
end;

If vlift[DlinnaL-1]<1 then vlift[DlinnaL-1]:=1; // для гарантування того, що
двигун розженеться до ном швидкості

If vlift[DlinnaL-1]>1 then vlift[DlinnaL-1]:=1; // для гарантування того, що
двигун розженеться до ном швидкості

i:=0;
t:=0.1; // перше дискретне значення часу
while t<tgalmpид do begin
  numerator:=(c*(-2+Power(k, 2)*tgalmpид*(tgalmpид-t))-
2*c*Cos(k*t)+2*c*Cos(k*(t-tgalmpид))+2*c*Cos(k*tgalmpид)-
c*k*t*Sin(k*t)+Power(k, 3)*m2*t*Sin(k*t)+c*k*tgalmpид*Sin(k*t)-Power(k,
3)*m2*tgalmpид*Sin(k*t)+k*(c-Power(k, 2)*m2)*t*Sin(k*(t-tgalmpид))-
c*k*t*Sin(k*tgalmpид)+c*k*tgalmpид*Sin(k*tgalmpид));
  denominator:=(c*(-4+Power((k*tgalmpид),
2)+4*Cos(k*tgalmpид)+k*tgalmpид*Sin(k*tgalmpид)));

```

```

vdown[i]:=numerator/denominator;
Inc(i);
t:=t+0.1;
end;
If vdown[DlinnaD-1]<0 then vdown[DlinnaD-1]:=0; // для гарантування того,
що двигун загальмує до повної зупинки
If vdown[DlinnaD-1]>0 then vdown[DlinnaD-1]:=0; // для гарантування того,
що двигун досягне номінальної швидкості
end;

// розрахунок масиву частот для оптимального закону №2
if RadioGroup5.ItemIndex=4 then begin

DlinnaL:=StrToInt(FloatToStr(trozgpid*10)); // визначення довжини масиву
для дискретних частот
SetLength(vlift, DlinnaL); // встановлюємо довжину масиву частот для
розгону

DlinnaD:=StrToInt(FloatToStr(tgalmpid*10)); // визначення довжини масиву
для дискретних частот
SetLength(vdown, DlinnaD); // встановлюємо довжину масиву частот для
гальмування

k:=Sqrt(((c*(m1+m2))/(m1*m2)));

i:=0;
t:=0.1; // перше дискретне значення часу
while t<trozgpid do begin

```

```

numerator:= 6 * Power(k, 4) * m * trozgpид * (-2 * t + trozgpид) - c * (24 + Power(k,
4) * Power(t, 2) * (2 * t - 3 * trozgpид) * trozgpид + 6 * Power(k, 2) * Power(trozgpид,
2)) - 12 * c * (-2 + Power(k, 2) * t * trozgpид) * Cos(k * trozgpид) + 6 * ((Power(k,
4) * m * (t - trozgpид) * trozgpид + c * (4 + Power(k, 2) * trozgpид * (-t + trozgpид)))
* Cos(k * t) + (Power(k, 4) * m * t * trozgpид - c * (4 + Power(k, 2) * t * trozgpид))
* Cos(k * (t - trozgpид))) + k * (Power(k, 2) * m * (-2 * t + trozgpид) + c * (2 * t +
trozgpид)) * Sin(k * t) + k * (Power(k, 2) * m2 * (2 * t - trozgpид) + c * (-2 * t + 3 *
trozgpид)) * Sin(k * (t - trozgpид))) + k * (c * t * (12 + Power(k, 2) * t * (2 * t - 3 *
trozgpид)) + 6 * Power(k, 2) * m * (2 * t - trozgpид) + 18 * c * trozgpид) * Sin(k *
trozgpид);

```

```

denominator:=c*(-48-12*Power((k*trozgpид), 2)+Power((k*trozgpид), 4)-12*(-
4+Power((k*trozgpид), 2))*Cos(k*trozgpид)+k*trozgpид*(48-Power((k*trozgpид),
2))*Sin(k*trozgpид));

```

```

vlift[i]:=numerator/denominator;

```

```

Inc(i);

```

```

t:=t+0.1;

```

```

end;

```

```

If vlift[DlinnaL-1]<1 then vlift[DlinnaL-1]:=1; // для гарантування того, що
двигун досягне номінальної швидкості

```

```

If vlift[DlinnaL-1]>1 then vlift[DlinnaL-1]:=1; // для гарантування того, що
двигун досягне номінальної швидкості

```

```

i:=0;

```

```

t:=0.1; // перше дискретне значення часу

```

```

while t<tgalmpид do begin

```

```

numerator:=6 * Power(k, 4) * m2 * (2 * t - tgalmpид) * tgalmpид + c * (-24 - 6 *
Power(k, 2) * Power(tgalmpид, 2) + Power(k, 4) * Power(t - tgalmpид, 2) * tgalmpид
* (2 * t + tgalmpид)) + 6 * (Power(k, 4) * m2 * tgalmpид * (-t + tgalmpид) + c * (-4
+ Power(k, 2) * (t - tgalmpид) * tgalmpид)) * Cos(k * t) + 6 * (4 * c + Power(k, 2) *

```

```
(c - Power(k, 2) * m2) * t * tgalmpid) * Cos(k * (t - tgalmpid))+ 12 * c * (2 +
Power(k, 2) * (t - tgalmpid) * tgalmpid) * Cos(k * tgalmpid)- 6 * k * (Power(k, 2) *
m2 * (-2 * t + tgalmpid) + c * (2 * t + tgalmpid)) * Sin(k * t) + 6 * k * (c * (2 * t - 3
* tgalmpid) + Power(k, 2) * m2 * (-2 * t + tgalmpid)) * Sin(k * (t - tgalmpid))- k *
( 6 * Power(k, 2) * m2 * (2 * t - tgalmpid) + c * (2 * t * (6 + Power(k, 2) * Power(t,
2))- 3 * (10 + Power(k, 2) * Power(t, 2)) * tgalmpid + Power(k, 2) * Power(tgalmpid,
3))) * Sin(k * tgalmpid);
```

```
denominator:=c*(-48-12*Power((k*tgalmpid), 2)+Power((k*tgalmpid), 4)-12*(-
4+Power((k*tgalmpid), 2))*Cos(k*tgalmpid)+k*tgalmpid*(48-
Power((k*tgalmpid), 2))*Sin(k*tgalmpid));
```

```
vdown[i]:=numerator/denominator;
```

```
Inc(i);
```

```
t:=t+0.1;
```

```
end;
```

```
If vdown[DlinnaD-1]<0 then vdown[DlinnaD-1]:=0; // для гарантування того,
що двигун загальмує до повної зупинки
```

```
If vdown[DlinnaD-1]>0 then vdown[DlinnaD-1]:=0; // для гарантування того,
що двигун досягне номінальної швидкості
```

```
end;
```

```
// розрахунок масиву частот для оптимального закону №3
```

```
if RadioGroup5.ItemIndex=5 then begin
```

```
DlinnaL:=StrToInt(FloatToStr(trozgpid*10)); // визначення довжини масиву
для дискретних частот
```

```
SetLength(vlift, DlinnaL); // встановлюємо довжину масиву частот для
розгону
```

DlinnaD:=StrToInt(FloatToStr(tgalmpid\*10)); // визначення довжини масиву  
для дискретних частот

SetLength(vdown, DlinnaD); // встановлюємо довжину масиву частот для  
гальмування

k:=Sqrt(((c\*(m1+m2))/(m1\*m2)));

i:=0;

t:=0.1; // перше дискретне значення часу

while t<trozgpид do begin

term1:=-1440\*c\*trozgpид-120\*c\*Power(k, 2)\*Power(trozgpид, 3);

term2:=Power(k, 6)\*t\*Power(trozgpид, 2)\*(60\*m2\*(2\*Power(t, 2)-  
3\*t\*trozgpид+Power(trozgpид, 2))+c\*Power(t, 2)\*(6\*Power(t, 2)-  
15\*t\*trozgpид+10\*Power(trozgpид, 2)));

term3:=-12\*Power(k, 4)\*(20\*m2\*(2\*t-trozgpид)\*(Power(t, 2)-  
t\*trozgpид+Power(trozgpид, 2))+c\*t\*(2\*Power(t, 4)-5\*Power(t,  
3)\*trozgpид+10\*Power(t, 2)\*Power(trozgpид, 2)-10\*t\*Power(trozgpид,  
3)+5\*Power(trozgpид, 4)));

term4:=120\*trozgpид\*(Power(k, 4)\*m2\*(3\*t-  
2\*trozgpид)\*trozgpид+c\*(12+Power(k, 2)\*trozgpид\*(-  
3\*t+trozgpид))\*Cos(k\*t)+120\*trozgpид\*(Power(k, 4)\*m2\*(3\*t-  
trozgpид)\*trozgpид+c\*(-12+Power(k, 2)\*trozgpид\*(-3\*t+2\*trozgpид))\*Cos(k\*(t-  
trozgpид)));

term5:=12\*(120\*c\*trozgpид-20\*c\*Power(k, 2)\*Power(trozgpид,  
2)\*(3\*t+trozgpид)+Power(k, 4)\*(10\*m2\*(4\*Power(t, 3)-6\*Power(t,  
2)\*trozgpид+Power(trozgpид, 3))+c\*Power(t, 2)\*(2\*Power(t, 3)-5\*Power(t,  
2)\*trozgpид+5\*Power(trozgpид, 3))))\*Cos(k\*trozgpид);

term6:=60\*k\*trozgpид\*((12\*(c-Power(k, 2)\*m2)\*t+6\*(c+Power(k,  
2)\*m2)\*trozgpид+Power(k, 2)\*(-c+Power(k, 2)\*m2)\*t\*Power(trozgpид,  
2)+Power(k, 2)\*(c-Power(k, 2)\*m2)\*Power(trozgpид, 3))\*Sin(k\*t)+(-Power(k,

```

2)*m2*(-12*t+6*trozgpid+Power(k, 2)*t*Power(trozgpid, 2))+c*(-
12*t+18*trozgpid+Power(k, 2)*t*Power(trozgpid, 2))*Sin(k*(t-trozgpid));
term7:=k*trozgpid*(60*Power(k, 2)*m2*(6+Power(k, 2)*t*(t-trozgpid))*(2*t-
trozgpid)+c*(1080*trozgpid+t*(720+60*Power(k, 2)*(2*Power(t, 2)-3*t*trozgpid-
3*Power(trozgpid, 2))+Power(k, 4)*Power(t, 2)*(6*Power(t, 2)-
15*t*trozgpid+10*Power(trozgpid, 2)))))*Sin(k*trozgpid);

```

```

numerator:=term1+term2+term3+term4+term5+term6+term7;

```

```

denominator:=c*trozgpid*(-2880-240*Power(k, 2) * Power(trozgpid, 2)- 24 *
Power(k, 4) * Power(trozgpid, 4) + Power(k, 6) * Power(trozgpid, 6)+ 24 * (120 -
50 * Power(k, 2) * Power(trozgpid, 2) + Power(k, 4) * Power(trozgpid, 4)) * Cos(k
* trozgpid) + k * trozgpid * (2880 - 240 * Power(k, 2) * Power(trozgpid, 2) +
Power(k, 4) * Power(trozgpid, 4)) * Sin(k * trozgpid));

```

```

vlift[i]:=numerator/denominator;

```

```

Inc(i);

```

```

t:=t+0.1;

```

```

end;

```

```

If vlift[DlinnaL-1]<1 then vlift[DlinnaL-1]:=1; // для гарантування того, що
двигун досягне номінальної швидкості

```

```

If vlift[DlinnaL-1]>1 then vlift[DlinnaL-1]:=1; // для гарантування того, що
двигун досягне номінальної швидкості

```

```

i:=0;

```

```

t:=0.1; // перше дискретне значення часу

```

```

while t<tgalmpid do begin

```

```

term1:=-1440 * c * tgalmpid- 120 * c * Power(k, 2) * Power(tgalmpid, 3);

```

term2:=- Power(k, 6) \* (t - tgalmpid) \* Power(tgalmpid, 2) \* (60 \* m \* t \* (2 \* t - tgalmpid) + c \* Power(t - tgalmpid, 2) \* (6 \* Power(t, 2) + 3 \* t \* tgalmpid + Power(tgalmpid, 2)));

term3:=12 \* Power(k, 4) \* (20 \* m \* (2 \* t - tgalmpid) \* (Power(t, 2) - t \* tgalmpid + Power(tgalmpid, 2)) + c \* (t - tgalmpid) \* (2 \* Power(t, 4) - 3 \* Power(t, 3) \* tgalmpid + 7 \* Power(t, 2) \* Power(tgalmpid, 2) - 3 \* t \* Power(tgalmpid, 3) + 2 \* Power(tgalmpid, 4)));

term4:=12 \* (120 \* c \* tgalmpid + 20 \* c \* Power(k, 2) \* (3 \* t - 4 \* tgalmpid) \* Power(tgalmpid, 2) + Power(k, 4) \* (-10 \* m \* (4 \* Power(t, 3) - 6 \* Power(t, 2) \* tgalmpid + Power(tgalmpid, 3)) + c \* (-2 \* Power(t, 5) + 5 \* Power(t, 4) \* tgalmpid - 5 \* Power(t, 2) \* Power(tgalmpid, 3) + 2 \* Power(tgalmpid, 5))) \* Cos(k \* tgalmpid);

term5:=60 \* tgalmpid \* ((2 \* Power(k, 4) \* m \* tgalmpid \* (-3 \* t + 2 \* tgalmpid) + c \* (-24 + 2 \* Power(k, 2) \* (3 \* t - tgalmpid) \* tgalmpid)) \* Cos(k \* t) + 2 \* (Power(k, 4) \* m \* tgalmpid \* (-3 \* t + tgalmpid) + c \* (12 + Power(k, 2) \* (3 \* t - 2 \* tgalmpid) \* tgalmpid)) \* Cos(k \* (t - tgalmpid)) - k \* (12 \* (c - Power(k, 2) \* m) \* t + 6 \* (c + Power(k, 2) \* m) \* tgalmpid + Power(k, 2) \* (-c + Power(k, 2) \* m) \* t \* Power(tgalmpid, 2) + Power(k, 2) \* (c - Power(k, 2) \* m) \* Power(tgalmpid, 3)) \* Sin(k \* t) + k \* (Power(k, 2) \* m \* (-12 \* t + 6 \* tgalmpid + Power(k, 2) \* t \* Power(tgalmpid, 2)) - c \* (-12 \* t + 18 \* tgalmpid + Power(k, 2) \* t \* Power(tgalmpid, 2))) \* Sin(k \* (t - tgalmpid)));

term6:=- k \* tgalmpid \* (720 \* c \* t + 60 \* Power(k, 2) \* m \* (6 + Power(k, 2) \* t \* (t - tgalmpid)) \* (2 \* t - tgalmpid) + c \* (-1800 \* tgalmpid + 60 \* Power(k, 2) \* (t - tgalmpid) \* (2 \* Power(t, 2) - t \* tgalmpid - 4 \* Power(tgalmpid, 2)) + Power(k, 4) \* Power(t - tgalmpid, 3) \* (6 \* Power(t, 2) + 3 \* t \* tgalmpid + Power(tgalmpid, 2)))) \* Sin(k \* tgalmpid);

numerator:=term1+term2+term3+term4+term5+term6;

denominator:=c\*tgalmpid\*(-2880-240\*Power(k, 2) \* Power(tgalmpid, 2)- 24 \* Power(k, 4) \* Power(tgalmpid, 4) + Power(k, 6) \* Power(tgalmpid, 6)+ 24 \* (120 -

```
50 * Power(k, 2) * Power(tgalmpid, 2) + Power(k, 4) * Power(tgalmpid, 4)) * Cos(k * tgalmpid) + k * tgalmpid * (2880 - 240 * Power(k, 2) * Power(tgalmpid, 2) + Power(k, 4) * Power(tgalmpid, 4)) * Sin(k * tgalmpid));
```

```
vdown[i]:=numerator/denominator;
```

```
Inc(i);
```

```
t:=t+0.1;
```

```
end;
```

```
If vdown[DlinnaD-1]<0 then vdown[DlinnaD-1]:=0; // для гарантування того, що двигун загальмує до повної зупинки
```

```
If vdown[DlinnaD-1]>0 then vdown[DlinnaD-1]:=0; // для гарантування того, що двигун досягне номінальної швидкості
```

```
end;
```

```
end;
```

```
procedure TForm1.Button7Click(Sender: TObject);
```

```
begin
```

```
If RadioGroup5.ItemIndex=-1 then
```

```
ShowMessage('Встановіть характеристику розгону/гальмування');
```

```
// встановлення початкової напруги живлення двигуна
```

```
p:=$05+$30+$31+$38+$30+$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloat(Edit13.Text)*10)), 4); // для першої станції
```

```
AddCRC(p, 2);
```

```
AddCR(p);
```

```
BComPort1.WriteStr(p);
```

```
sleep(100);
```

```
p:="";
```

```
// НАЛАШТУВАННЯ ПЧ ПРИ СТАНДАРТНИХ ЗАКОНАХ ЗМІНИ  
ЧАСТОТИ //
```

```
if RadioGroup5.ItemIndex<=2 then begin
```

```
//відправка параметра усталеної частоти
```

```
p:=#05+#30+#31+#45+#44+#31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(Str  
ToFloat(Edit12.Text)*100))), 4);
```

```
AddCRC(p, 2);
```

```
AddCR(p);
```

```
BComPort1.WriteStr(p);
```

```
sleep(100);
```

```
p:=#";
```

```
//відправка параметра опорної частоти.
```

```
//Це значення визначає частоту, при якій тривалість розгону-гальмування  
рівна заданій. Але це не задана частота
```

```
p:=#05+#30+#31+#39+#34+#31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa  
t(Edit12.Text)*100))), 4);
```

```
AddCRC(p, 2);
```

```
AddCR(p);
```

```
BComPort1.WriteStr(p);
```

```
sleep(100);
```

```
p:=#";
```

```
//відправка параметра часу розгону
```

```
p:=#$05+#$30+#$31+#$38+#$37+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa  
t(Edit14.Text)*10)), 4);
```

```
AddCRC(p, 2);
```

```
AddCR(p);
```

```
BComPort1.WriteStr(p);
```

```
sleep(100);
```

```
p:="";
```

```
//відправка параметра часу гальмування
```

```
p:=#$05+#$30+#$31+#$38+#$38+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa  
t(Edit14.Text)*10)), 4);
```

```
AddCRC(p, 2);
```

```
AddCR(p);
```

```
BComPort1.WriteStr(p);
```

```
sleep(100);
```

```
p:="";
```

```
//відправка параметра характеристики розгону/гальмування двигуна
```

```
if RadioGroup5.ItemIndex=0 then
```

```
// лінійна
```

```
p:=#$05+#$30+#$31+#$39+#$44+#$31+#$30+#$30+#$30+#$30;
```

```
if RadioGroup5.ItemIndex=1 then
```

```
// S-подібна
```

```
p:=#$05+#$30+#$31+#$39+#$44+#$31+#$30+#$30+#$30+#$31; // S-подібна
```

```
if RadioGroup5.ItemIndex=2 then
```

```
// подвійна S-подібна
```

```
p:=#$05+#$30+#$31+#$39+#$44+#$31+#$30+#$30+#$30+#$32;
```

```
AddCRC(p, 2);
```

```
AddCR(p);
```

```
BComPort1.WriteStr(p);
```

```
sleep(100);
```

```
p:="";
```

```
end;
```

```
// ПОПЕРЕДНІ НАЛАШТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПЧ ПРИ РУСІ  
ДВИГУНА ЗА ОПТИМАЛЬНИМИ ЗАКОНАМИ //
```

```
if RadioGroup5.ItemIndex>2 then begin
```

```
//відправка параметра опорної частоти
```

```
y:=1000;
```

```
p:=#$05+#$30+#$30+#$39+#$34+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(y)), 4);
```

```
AddCRC(p, 2);
```

```
AddCR(p);
```

```
BComPort1.WriteStr(p);
```

```
sleep(100);
```

```
p:="";
```

```
//відправка параметра часу розгону
```

```
p:=#$05+#$30+#$31+#$38+#$37+#$31+#$30+#$30+#$30+#$31;
```

```
AddCRC(p, 2);
```

```
AddCR(p);
```

```
BComPort1.WriteStr(p);
```

```
sleep(100);
```

```
p:="";
```

```
//відправка параметра часу гальмування
```

```

p:=#05+#30+#31+#38+#38+#31+#30+#30+#30+#31;
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:=";

// встановлення лінійної характеристики розгону між дискретними точками
частоти в масиві
p:=#05+#30+#31+#39+#44+#31+#30+#30+#30+#30;
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
BComPort1.WriteStr(p);
sleep(100);
p:=";
end;

end;

procedure TForm1.Button8Click(Sender: TObject);
begin

// створення потоку на відправку дискретних значень частоти для ПІДЙОМУ
ВАНТАЖУ
Potok2:= MyThread.Create(True,1);
Potok2.Resume;

end; // кінець процедури обробки кліка кнопки

```

```

procedure MyThread.Execute;
{ var
  t1, t2: real; }

begin
  sleep(10);
  case FMode of
  0: begin    //***** ДЛЯ ПОВОРОТУ КРАНА *****//
    Windows.Beep(500, 500);
    if Form1.RadioGroup3.ItemIndex<3 then begin

      //      РУХ      ПРИ      СТАНДАРТНИХ      ХАРАКТЕРИСТИКАХ
      РОЗГОНУ/ГАЛЬМУВАННЯ
      if Form1.RadioGroup4.ItemIndex=0 then
        p:=#$05+#$30+#$30+#$46+#$41+#$31+#$30+#$32+#$37+#$41+#$0D
      //команда пуску на рух вліво
      else
        p:=#$05+#$30+#$30+#$46+#$41+#$31+#$30+#$34+#$37+#$43+#$0D;
      //команда пуску на рух вправо
      SendStr(p);
      p:=";

      sleep(StrToInt(FloatToStr(StrToFloat(Form1.Edit3.Text)*1000)));
      sleep(StrToInt(FloatToStr(StrToFloat(Form1.Edit8.Text)*1000)));    //програма
      спить поки двигун виконує рух

      p:= # $05+#$30+#$30+#$46+#$41+#$31+#$30+#$30+#$37+#$38+#$0D;    //
      команда гальмування двигуна
      SendStr(p);
    end else begin

```

```

// РУХ ДВИГУНА НА ОПТИМАЛЬНИХ ЗАКОНАХ
p:="";
//відправка параметра початкової частоти

p:=#$05+#$30+#$30+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vSl
ewAccel[0]*StrToInt(Form1.Edit1.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
SendStr(p);
sleep(100);
p:="";

// посилка команди пуск
if Form1.RadioGroup4.ItemIndex=0 then
p:=#$05+#$30+#$30+#$46+#$41+#$31+#$30+#$32+#$37+#$41+#$0D
//команда пуску на рух вліво
else
p:=#$05+#$30+#$30+#$46+#$41+#$31+#$30+#$34+#$37+#$43+#$0D;
//команда пуску на рух вправо
SendStr(p);

sleep(100);

// тут керуємо швидкістю двигуна
// посилаємо йому дискретні значення
// визначених раніше частот

i:=1;
while i<DlinnaLSlew do begin // розгін

```

```

p:="";
//відправка параметра частоти (дискретне значення з масиву)

p:=#$05+#$30+#$30+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vSl
ewAccel[i]*StrToInt(Form1.Edit1.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
SendStr(p);
sleep(100);
p:="";
i:=i+1;
end;

sleep(round(tSteadySlew*1000)); // час роботи на номінальній частоті напруги
ЖИВЛЕННЯ

i:=1;
while i<DlinnaDSlew do begin // гальмування
p:="";
//відправка параметра частоти (дискретне значення з масиву).

p:=#$05+#$30+#$30+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vSl
ewDecel[i]*StrToInt(Form1.Edit1.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
SendStr(p);
sleep(100);
p:="";
i:=i+1;
end;

```

```

p:= #05+#30+#30+#46+#41+#31+#30+#30+#37+#38+#0D; //
команда гальмування
SendStr(p);
end;
Windows.Beep(1000, 500);
end;

1: begin //***** ДЛЯ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ *****//
Windows.Beep(500, 500);
if Form1.RadioGroup5.ItemIndex<3 then begin

//      РУХ      ПРИ      СТАНДАРТНИХ      ХАРАКТЕРИСТИКАХ
РОЗГОНУ/ГАЛЬМУВАННЯ
if Form1.RadioGroup6.ItemIndex=0 then
//команда пуску на підйом
p:=#05+#30+#31+#46+#41+#31+#30+#32+#37+#42+#0D
else

//команда пуску на опускання
p:=#05+#30+#31+#46+#41+#31+#30+#34+#37+#44+#0D;
SendStr(p);
p:=";

sleep(StrToInt(FloatToStr(StrToFloat(Form1.Edit14.Text)*1000))); // програма
спить поки двигун виконує рух протягом розгону
sleep(StrToInt(FloatToStr(StrToFloat(Form1.Edit15.Text)*1000))); //програма
спить поки двигун виконує рух на усталеній швидкості

p:= #05+#30+#31+#46+#41+#31+#30+#30+#37+#39+#0D; //
команда гальмування двигуна

```

```

SendStr(p);
end;

if Form1.RadioGroup5.ItemIndex>=3 then begin

// РУХ ДВИГУНА ПРИ ОПТИМАЛЬНОМУ ЗАКОНІ
p:="";
//Відправка параметру початкової частоти

p:=#$05+#$30+#$31+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vlif
t[0]*StrToInt(Form1.Edit12.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
SendStr(p);
sleep(100);
p:="";

// посилка команди пуск
if Form1.RadioGroup6.ItemIndex=0 then
//команда підйом
p:=#$05+#$30+#$31+#$46+#$41+#$31+#$30+#$32+#$37+#$42+#$0D
else
//команда опускання
p:=#$05+#$30+#$31+#$46+#$41+#$31+#$30+#$34+#$37+#$44+#$0D;
SendStr(p);

sleep(100);

// тут керуємо швидкістю двигуна
// посилаємо йому дискретні значення

```

```

// визначених раніше частот
j:=1;
while j<DlinnaL do begin // розгін
p:="";
//відправка параметра частоти (дискретне значення з масиву).

p:=#05+#30+#31+#45+#44+#31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vlif
t[j]*StrToInt(Form1.Edit12.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);
AddCR(p);
SendStr(p);
sleep(100);
p:="";
j:=j+1;
end;

sleep(round(StrToFloat(Form1.Edit15.Text)*1000)); // час роботи на
номінальній частоті напруги живлення

j:=1;
while j<DlinnaD do begin // гальмування
p:="";
//відправка параметра частоти (дискретне значення з масиву).
//
p:=#05+#30+#30+#45+#44+#31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vlif
t[i]*StrToInt(Edit12.Text)*100))), 4);

p:=#05+#30+#31+#45+#44+#31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vd
own[j]*StrToInt(Form1.Edit12.Text)*100))), 4);
AddCRC(p, 2);

```

```
AddCR(p);
```

```
SendStr(p);
```

```
sleep(100);
```

```
p:='';
```

```
j:=j+1;
```

```
end;
```

```
p:= #$05+#$30+#$31+#$46+#$41+#$31+#$30+#$30+#$37+#$39+#$0D; //
```

команда гальмування

```
SendStr(p);
```

```
end;
```

```
Windows.Beep(1000, 500);
```

```
end;
```

```
end;
```

```
end;
```

```
// додані процедури
```

```
procedure SendStr(const pStr: AnsiString);
```

```
var
```

```
  aCopyData : TCopyDataStruct;
```

```
begin
```

```
  with aCopyData do
```

```
    begin
```

```
      dwData := 0;
```

```
      cbData := StrLen(PAnsiChar(pStr)) + 1;
```

```

    lpData := PAnsiChar(pStr);
end;
SendMessage(Form1.Handle, WM_COPYDATA, 0, Longint(@aCopyData));
end;

procedure TForm1.WMCopyMsg(var Msg: TWMCopyData);// Message
WM_COPYDATA;
var
    pStr: array[0..255] of AnsiChar;
begin
    ZeroMemory(@pStr,Length(pStr));
    StrLCopy(pStr, Msg.CopyDataStruct.lpData, Msg.CopyDataStruct.cbData);
    BComPort1.WriteStr(p);

end;

procedure TForm1.Button10Click(Sender: TObject);
begin

    // ПОБУДОВА ГРАФІКА ФУНКЦІЇ ЗМІНИ ЧАСТОТИ ПРОТЯГОМ
    ПУСКУ ДВИГУНА ЗА ОПТИМАЛЬНИМИ ЗАКОНАМИ //

    if RadioGroup3.ItemIndex>2 then begin
        SLScope1.Channels[0].Data.Clear;
        SLScope1.Channels[0].Width:=3;

        SLScope1.XAxis.Max.Tick.Value:=trozgslew+tgalmsew+tSteadySlew;
        SLScope1.XAxis.Min.Tick.Value:=0;
        SLScope1.YAxis.Max:=StrToInt(Edit12.Text)*1.05;

```

```

SLScope1.YAxis.Min:=0;

SLScope1.Channels[0].Data.AddXYPoint(0, 0);

if RadioGroup3.ItemIndex>2 then begin
t:=0.1;
i:=0;
while t<trozgslew+0.1 do begin
SLScope1.Channels[0].Data.AddXYPoint(t,
vSlewAccel[i]*StrToInt(Edit1.Text));
t:=t+0.1;
i:=i+1;
end;

SLScope1.Channels[0].Data.AddXYPoint(trozgslew+tSteadySlew,
StrToInt(Edit1.Text));
t:=0.1;
i:=1;
while t<tgalmslew+0.1 do begin
SLScope1.Channels[0].Data.AddXYPoint((t+trozgslew+tSteadySlew),
vSlewDecel[i]*StrToInt(Edit1.Text));
t:=t+0.1;
i:=i+1;
end;
end;
end;

end;

```

```

procedure TForm1.Button11Click(Sender: TObject);
begin

    // ПОБУДОВА ГРАФІКА ФУНКЦІЇ ЗМІНИ ЧАСТОТИ ПРОТЯГОМ
    ПУСКУ ДВИГУНА ЗА ОПТИМАЛЬНИМИ ЗАКОНАМИ //

    if RadioGroup5.ItemIndex>2 then begin
        SLScope2.Channels[0].Data.Clear;
        SLScope2.Channels[0].Width:=3;

        SLScope2.XAxis.Max.Tick.Value:=trozgpид+tgалmpид+tSteadyLift;
        SLScope2.XAxis.Min.Tick.Value:=0;
        SLScope2.YAxis.Max:=StrToInt(Edit12.Text)*1.05;
        SLScope2.YAxis.Min:=0;

        SLScope2.Channels[0].Data.AddXYPoint(0, 0);

        if RadioGroup5.ItemIndex>=3 then begin
            t:=0.1;
            i:=0;
            while t<trozgpид+0.1 do begin
                SLScope2.Channels[0].Data.AddXYPoint(t, vlift[i]*StrToInt(Edit12.Text));
                t:=t+0.1;
                i:=i+1;
            end;

            SLScope2.Channels[0].Data.AddXYPoint(trozgpид+tSteadyLift,
            StrToInt(Edit12.Text));
            t:=0.1;
            i:=1;
        end;
    end;

```

```
while t<tgalmpid+0.1 do begin
  SLScope2.Channels[0].Data.AddXYPoint((t+trozgpid+tSteadyLift),
vdown[i]*StrToInt(Edit12.Text));
  t:=t+0.1;
  i:=i+1;
end;
end;
end;

end;

end.
```

## A.2 Функціональний модуль

```
unit Functions_Unit;
```

```
interface
```

```
uses SysUtils, Math;
```

```
var
```

```
TerminalCriterion, x1Criterion, x2Criterion, v1Criterion, v2Criterion: real;
```

```
DynamicsV1Criterion: array of real;
```

```
const
```

```
dt=0.01;
```

```
function SymbolEntersCount(s: string): string;
```

```
function StringToHex(str1, Separator: String): String;
```

```
function HexToString(Hex: String): String;
```

```
function ByteArrayToHex(str1: array of Byte; size: Word): String;
```

```
procedure AddCRC(var Str: String; StartIndex: Byte);
```

```
procedure AddCR(var Str: String);
```

```
implementation
```

```
uses Unit1;
```

```
function SymbolEntersCount(s: string): string;
```

```
var
```

```
  i: integer;
```

```
begin
```

```
  Result := "";
```

```
  for i := 1 to Length(s) do
```

```
    if not(s[i] in [' ',#10,#13]) then
```

```
      Result:=Result+s[i];
```

```
end;
```

```
function HexToString(Hex:String):String;
```

```
var
```

```
  buf:String;
```

```
  bt:Byte;
```

```
  i:Integer;
```

```
begin
```

```
  buf:= "";
```

```
  Hex:=SymbolEntersCount(UpperCase(Hex));
```

```
  for i:=0 to (Length(Hex) div 2)-1 do begin
```

```
    bt:=0;
```

```
    if (Byte(hex[i*2+1])>$2F)and(Byte(hex[i*2+1])<$3A)then
```

```
bt:=Byte(hex[i*2+1])-$30;
```

```
    if (Byte(hex[i*2+1])>$40)and(Byte(hex[i*2+1])<$47)then
```

```
bt:=Byte(hex[i*2+1])-$37;
```

```
    if (Byte(hex[i*2+2])>$2F)and(Byte(hex[i*2+2])<$3A)then
```

```
bt:=bt*16+Byte(hex[i*2+2])-$30;
```

```
    if (Byte(hex[i*2+2])>$40)and(Byte(hex[i*2+2])<$47)then
```

```
bt:=bt*16+Byte(hex[i*2+2])-$37;
```

```
    buf:=buf+char(bt);
```

```
end;
```

```

HexToString:=buf;
end;

function StringToHex(str1,Separator:String):String;
var
  buf, temp: String;
  i:Integer;
begin
  buf:="";
  temp:="";
  for i:=1 to Length(str1) do begin
    buf:=buf+IntToHex(Byte(str1[i]),2)+Separator;
    if Byte(str1[i]) in [$19..$7F]
      then temp := temp + Chr(Byte(str1[i]))
      else temp := temp + '!';
    end;
  Result:=Format('%s',[buf])+ StringOfChar(' ', 58-Length(buf))+Format('|
%s',[temp]);
end;

function ByteArrayToHex(str1:array of Byte; size: Word):String;
var
  buf:String;
  i:Integer;
begin
  buf:="";
  for i:=0 to size-1 do begin
    buf:=buf+IntToHex(str1[i],2);
  end;
  Result:=buf;
end;

```

end;

procedure AddCRC(var Str: String; StartIndex: Byte);

var

Sum: Word;

i, Size: Byte;

begin

Sum := 0;

Size := Length(Str);

for I := StartIndex to Size do Sum := Sum + Byte(Str[i]);

Str := Str + IntToHex(Lo(Sum),2);

end;

procedure AddCR(var Str: String);

begin

Str := Str + #13;

end;

end.

## ЗМІСТ

Вступ.....	3
Розділ 1. Динамічний аналіз режимів сумісного руху механізмів баштового крану.....	7
1.1 Загальні відомості про конструкції та режими роботи механізмів зміни вильоту та повороту баштового крану.....	7
1.1.1 Аналіз кількості наукових та науково-технічних публікацій за темою досліджень.....	13
1.1.2 Аналіз змісту наукових публікацій з динаміки та оптимізації механізмів зміни вильоту та повороту .....	17
1.2 Моделювання динаміки сумісного руху механізмів баштового крану.....	27
1.2.1 Моделювання сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту.....	27
1.2.1.1 Програма розрахунку динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту.....	33
1.2.1.2 Вихідні дані для розрахунку математичної моделі сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту.....	34
1.2.2 Моделювання сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому.....	35
1.2.2.1 Програма розрахунку динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому.....	40
1.2.2.2 Вихідні дані для розрахунку математичної моделі сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому.....	41
1.3 Динамічний аналіз результатів моделювання сумісного руху механізмів баштового крану.....	43

1.3.1	Результати динамічного аналізу сумісного руху механізмів зміни вильоту та повороту.....	43
1.3.2	Результати динамічного аналізу сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому.....	48
1.3.3	Розробка рекомендацій щодо режимів сумісного руху механізмів вантажопідйомних кранів.....	55
	Висновки до першого розділу.....	57
	Перелік джерел посилань першого розділу.....	60
Розділ 2. Моделювання та оптимізація режимів зміни вильоту вантажу при усталеному повороті баштового крану.....		
2.1	Короткий огляд наукових праць з динаміки та оптимального керування рухом механізмами баштових кранів.....	68
2.2	Моделювання динаміки механізму зміни вильоту при усталеному повороті баштового крану.....	69
2.3	Оптимізація режимів руху механізму зміни вильоту при усталеному повороті баштового крану.....	74
2.3.1	Оптимізація за критерієм середньоквадратичного значення рушійного моменту.....	74
2.3.2	Оптимізація за критерієм швидкості зміни середньоквадратичного значення рушійного моменту.....	80
2.3.3	Оптимізація за комплексним критерієм.....	89
2.3.4	Оптимізація за критерієм пришвидшення зміни середньоквадратичного значення рушійного моменту.....	106
2.3.5	Порівняльний аналіз розв'язків оптимізаційних задач....	113
	Висновки до другого розділу.....	122
	Перелік джерел посилань другого розділу.....	124

Розділ 3. Синтез траєкторій переміщення вантажу та оптимізація сумісного руху механізмів баштового крану.....	126
3.1 Синтез траєкторій переміщення вантажу при сумісному русі механізмів.....	126
3.1.1 Короткий аналіз наукових праць за темою досліджень...	126
3.1.2 Розв'язування задачі синтезу траєкторії переміщення вантажу за сумісного руху механізмів баштового крану.....	127
3.2 Оптимізація режиму руху механізму повороту баштового крану при усталеному підйомі вантажу за динамічним критерієм.....	137
3.2.1 Короткий аналіз наукових праць за темою досліджень...	137
3.2.2 Постановка задачі оптимізації режиму руху механізму повороту баштового крану при усталеному підйомі вантажу...	140
3.2.3 Розв'язок задачі оптимізації режиму руху механізму повороту баштового крану при усталеному підйомі вантажу..	143
3.2.4 Аналіз отриманого розв'язку оптимізаційної задачі.....	149
Висновки до третього розділу.....	161
Перелік джерел посилань третього розділу.....	163
Розділ 4. Динамічний аналіз і оптимізація сумісного руху механізмів стрілового крана з гідроприводом.....	167
4.1 Динамічний аналіз сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу.....	167
4.1.1 Постановка проблеми динамічного аналізу.....	167
4.1.2 Короткий аналіз наукових праць за темою досліджень...	168
4.1.3 Моделювання сумісного руху механізмів підйому стріли і вантажу.....	170
4.1.4 Програма розрахунку динаміки сумісного руху механізмів підйому стріли та вантажу.....	176
4.1.5 Результати досліджень динаміки сумісного руху механізмів підйому стріли і вантажу та їх аналіз.....	177

4.2 Динамічний аналіз сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу.....	184
4.2.1 Постановка проблеми динамічного аналізу.....	184
4.2.2 Короткий аналіз наукових праць за темою досліджень...	185
4.2.3 Моделювання динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу.....	187
4.2.4 Програма розрахунку динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту та підйому вантажу.....	195
4.2.5 Результати досліджень динаміки сумісного руху механізмів зміни вильоту і підйому вантажу та їх аналіз.....	196
4.3 Оптимізація сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу.....	209
4.3.1 Постановка проблеми оптимізації.....	209
4.3.2 Короткий аналіз наукових праць за темою досліджень..	210
4.3.3 Постановка задачі оптимізації сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу.....	213
4.3.4 Розв'язування задачі оптимізації сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу.....	218
4.3.5 Аналіз результатів оптимізації сумісного пуску механізмів підйому стріли та вантажу.....	224
Висновки до четвертого розділу.....	235
Перелік джерел посилань четвертого розділу.....	238
Розділ 5. Розробка системи оптимального керування рухом механізмів стрілового крана.....	247
5.1 Вимоги до виконання технологічних операцій під час зведення споруд інженерного захисту із застосуванням стрілових кранів.....	247
5.1.1 Вибір стрілового крана та робочого майданчика.....	247
5.1.2 Підготовка стрілового крана до виконання технологічної операції.....	249

5.1.3	Вимоги до виконання технологічних операцій стріловими самохідними кранами.....	249
5.1.4	Вимоги безпеки до роботи стрілових самохідних кранів.	253
5.2	Рекомендації щодо апаратної системи керування рухом механізмів стрілових кранів.....	255
5.2.1	Сенсори.....	255
5.2.2	Керовані приводи.....	271
5.2.2.1	Гідравлічні приводи.....	271
5.2.2.2	Частотно-керовані асинхронні приводи.....	274
5.2.3	Мікроконтролерні засоби.....	276
5.3	Розробка структурно-функціональної схеми системи керування.	279
5.4	Розробка програмного забезпечення для керування рухом механізмів стрілового крана.....	282
5.4.1	Огляд функціональних можливостей програмних продуктів для організації роботи стрілових кранів.....	282
5.4.2	Теоретичні результати розробки програмного забезпечення для керування рухом механізмів стрілового крана.....	292
5.4.3	Опис функціональних можливостей програмного забезпечення.....	296
	Висновки до п'ятого розділу.....	303
	Перелік джерел посилання п'ятого розділу.....	305
	Висновки.....	317
	Додатки.....	323

Ловейкін В.С.  
Ромасевич Ю.О.  
Ляшко А.П.

**АНАЛІЗ І СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНИХ РЕЖИМІВ  
РУХУ МЕХАНІЗМІВ СТІЛОВИХ КРАНІВ**

**НАУКОВЕ ВИДАННЯ**