Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.
Голдун В.А., Крушельницький В.В.

ДИНАМІКА ТА ОПТИМАЛЬНЕ КЕРУВАННЯ РУХОМ МОСТОВИХ КРАНІВ

Монографія

Київ - 2019

УДК 621.01: 621.87
ББК 22.21Я73
Ло 68

Публікується за рішенням вченої ради Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол №4 від 28 листопада 2018 р.).

Рецензенти:

Гайдайчук Віктор Васильович, заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри теоретичної механіки Київського національного університету будівництва і архітектури.

Кузьмінець Микола Петрович, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри комп'ютерної, інженерної графіки та дизайну Національного транспортного університету.

Чаусов Микола Георгійович, лауреат премії НАН України ім. С.П. Тимошенка, доктор технічних наук, професор, професор кафедри механіки Національного університету біоресурсів і природокористування України.

Ловейкін В.С.

Ло 68 Динаміка та оптимальне керування рухом мостових кранів. Монографія / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, В.А. Голдун, В.В. Крушельницький. – К.: ЦП „КОМПРІНТ", 2019. – 460 с.

Монографія написана на основі теоретичних та експериментальних досліджень режимів роботи механізмів підйому вантажу та переміщення мостових кранів. Побудовано математичні моделі режимів підйому вантажу та переміщення крана на основі яких проведено динамічний та енергетичний аналізи режимів роботи крана. Виконано синтез оптимальних режимів роботи механізмів підйому вантажу і переміщення крана.

Наведено програму та методику експериментальних досліджень, які мали метою підтвердження теоретичних положень. Керування рухом механізмами крана під час проведення експериментів виконано за допомогою розробленого програмного забезпечення.

Встановлено заходи, які дозволяють підвищити ефективність роботи механізмів підйому вантажу та переміщення крана за рахунок реалізації оптимальних законів їх руху.

Призначена для наукових та інженерних працівників, а також може бути корисна аспірантам, магістрам та студентам машинобудівних спеціальностей вищих навчальних закладів.

© Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.,
Годун В.А., Крушельницький В.В. 2019
© НУБіП України, 2019

ВСТУП

Крани прольотного типу (мостові та козлові) отримали значне поширення у металургії, машинобудуванні, легкій промисловості, сільському та лісовому господарстві, будівництві. Це пояснюється ефективністю їх використання при транспортуванні різноманітних вантажів. Досить часто крани прольотного типу використовують на складах, де вони працюють разом із транспортними засобами.

При виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт у випадку сумісної роботи крана та транспортного засобу у обох машинах виникають значні динамічні навантаження. Вони додатково навантажують транспортний засіб і вантажопідйомний кран, що є небажаним, оскільки знижується їх надійність. Надійна робота підйомно-транспортних машин, які працюють на складах, є важливим фактором, оскільки вихід з ладу однієї машини спричиняє зупинку всього процесу перевантаження, що знижує ефективність складу в цілому. Для того, щоб знизити небажані динамічні навантаження, що діють у механізмі підйому вантажу та підвісці транспортного засобу, необхідно певним чином керувати посадкою та підйомом вантажу. Одним із раціональних шляхів вирішення цієї задачі є застосування оптимального керування механізмом підйому вантажу за допомогою мехатронної системи крана. У значній кількості наукових робіт наводиться теза про те, що зниження динамічних навантажень у механізмах вантажопідйомних машин призводить до підвищення їх надійності. Найбільш небезпечні динамічні навантаження, які діють у механізмі вантажопідйомної машини, виникають протягом перехідних процесів. Додаткові зусилля та моменти у елементах механізму підйому вантажу зумовлюють їх швидке старіння, втому металу та, в решті решт, вихід з ладу. Знизити рівень динамічних навантажень можливо завдяки внесенню змін до конструкції механізму (введення пружних муфт, гасителів коливань тощо) або змінам зовнішнього силового впливу з боку електродвигуна. Другий спосіб є більш універсальним, оскільки він може враховувати змінні параметри навантажувально-

розвантажувальних процесів (вагу вантажу, його конфігурацію, довжину гнучкого підвісу, положення вантажного візка на крановому мості тощо). Крім того, він дає змогу реалізувати оптимальні закони керування механізмом підйому вантажу за яких енергетичні, динамічні, кінематичні та інші показники роботи крана підвищуються. Важливо відмітити і те, що реалізація оптимального керування механізмом підйому не вимагає значних капіталовкладень. Іншим важливим моментом у навантажувально-розвантажувальних процесах є динамічна дія вантажу на підвіску транспортного засобу. При досить швидкому опусканні вантажу може виникнути його удар по платформі, наприклад, по кузову автомобіля. Якщо ж опускати вантаж дуже повільно, то знижується продуктивність сумісної роботи транспортного засобу і крана. Таким чином, забезпечення високої продуктивності роботи крана та зниження динамічних навантажень у елементах транспортного засобу і крана є суперечними завданнями. Їх вирішення є актуальною науково-прикладною задачею. При переміщенні крана виникають коливання вантажу, що призводить до додаткових навантажень на елементи конструкції крана, як під час пуску та гальмування, так і при переміщені крана на усталеній швидкості. Зусилля, що діють у металоконструкціях, призводять до їх передчасного руйнування, виходу з ладу електродвигунів, зношування кранових механізмів та ускладнення керованості краном в цілому. Під час виникнення цих негативних факторів збільшуються витрати електроенергії і зменшується надійність роботи кранових механізмів. В разі поломки крана відбуваються простої виробництва, що призводить до додаткових витрат. Тому дослідження заходів, що спрямовані на обґрунтування динамічних режимів переміщення кранів мостового типу є актуальним завданням, яке дасть змогу підвищити їхню ефективність і збільшити строк експлуатації.

Розділи 1, 3, 5, 7, 9 та 11 написані Ловейкіним В.С., Ромасевичем Ю.О. та Голдуном В.А. Розділи 2, 4, 6, 8 та 10 написані Ловейкіним В.С., Ромасевичем Ю.О. і Крушельницьким В.С.

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ТА ЗАДАЧ КЕРУВАННЯ РУХОМ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ МОСТОВОГО КРАНА

1.1. Особливості конструкції та режимів роботи механізму підйому вантажу кранів прольотного типу

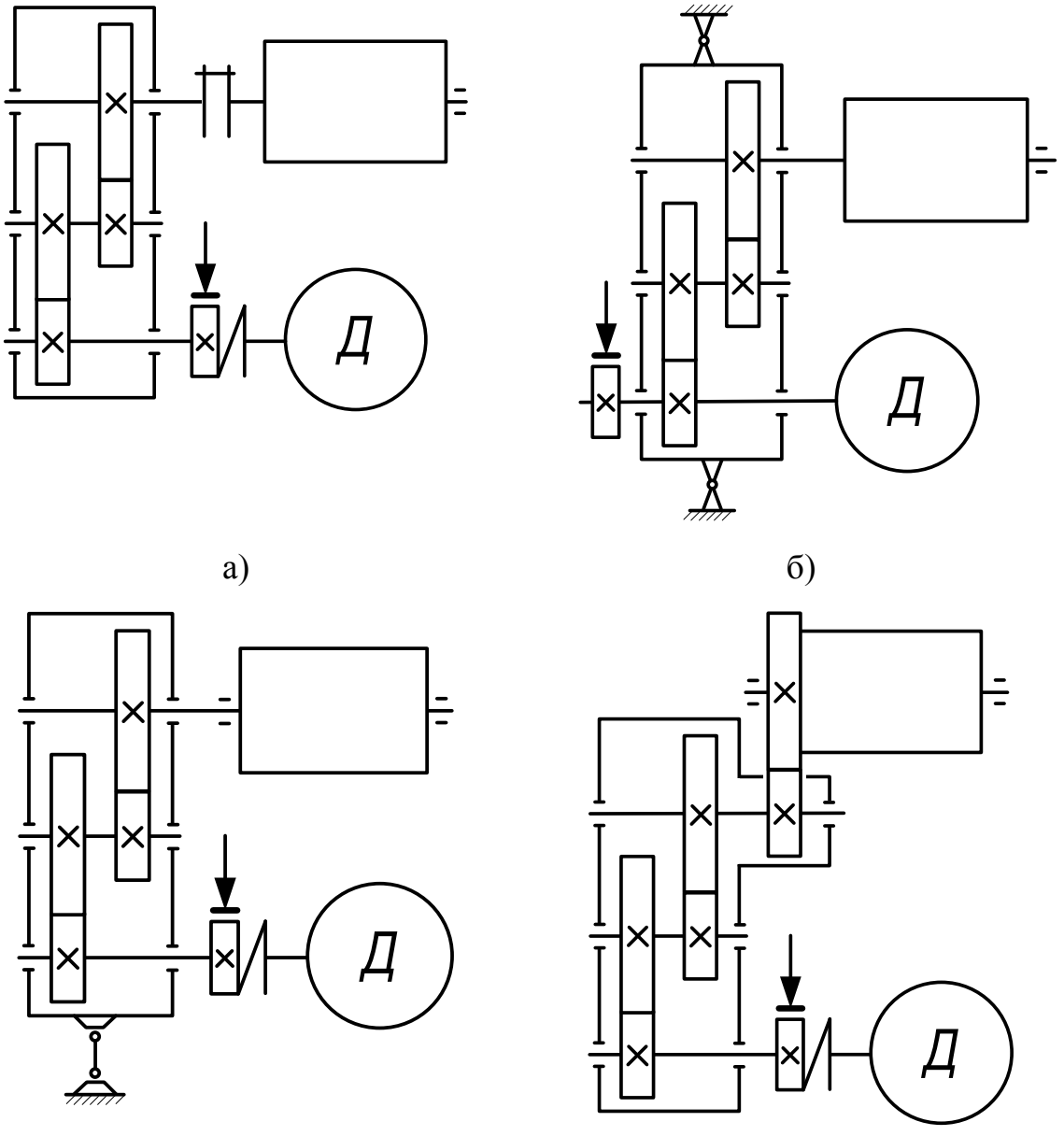
За типом привода механізми підйому вантажу бувають з ***ручним*** приводом, ***індивідуальним*** і ***груповим*** машинними приводами.

Зазвичай механізми підйому мостових та козлових кранів складаються із зубчастого циліндричного та черв'ячного редуктора з'єднаного через муфту з електродвигуном і гальмівного пристрою. Вихідний вал редуктора з'єднується з канатним барабаном, на який намотується гнучкий канат з вантажозахватним пристроєм. З'єднання валів механізмів, як правило, виконується за допомогою зубчастих муфт. Допускається також застосування пружних втулочно-пальцевих муфт. З'єднання двигуна з редуктором часто виконується із застосуванням вал-вставки, що дозволяє створи найбільш зручне розташування елементів механізму підйому вантажу [1].

У механізмах підйому вантажу серійних кранів використовують так звану розгорнуту конструктивну схему з виконанням основних елементів (двигуна, гальма, редуктора й барабана) у вигляді окремих вузлів, змонтованих на загальній рамі та з'єднаних між собою за допомогою зубчастих муфт (рис. 1.1, а). Перевагою таких механізмів є можливість простої заміни кожного з основних вузлів, крім того, механізми можуть бути виконані із серійних вузлів високої навантажувальної здатності. Недоліки схеми: необхідність досить жорсткої рами, трудомісткість точної установки елементів механізмів, а також наявність зубчастих муфт, розрахованих на передачу значного крутного моменту.

Іншим варіантом розгорнутої схеми є механізми із триточковим кріпленням (рис. 1.1, б). Механізм виконано у вигляді одного блоку, який

закріплюється у трьох точках: на виносний підшипник вала барабана і на дві опори редуктора, які обладнані сферичними шайбами. Передбачено жорстке з'єднання вихідного вала редуктора й барабана. Фланцевий двигун закріплений на корпусі редуктора. Завдяки триточковому кріпленню компенсуються неточності основи й, у певній мірі, її деформації. Недоліком такої схеми є неможливість складання й обкатування редуктора без канатного барабана.



а) б)

в) г)

Рисунок 1.1 – Кінематичні схеми механізмів підйому вантажу:
а) з роздільними вузлами; б) із триточковим кріпленням; в) з кріпленням барабана на два підшипники; г) з відкритою зубчастою передачею

На рис. 1.1, в наведена схема механізму із триточковим кріпленням, коли барабан закріплюється на два підшипники. Редуктор, вихідний вал якого з'єднаний з валом барабана, утримується від повороту за допомогою тяги, що сприймає тільки поздовжні зусилля.

У деяких випадках, за умовами компонування або забезпечення достатньо великого передаточного числа, знаходить застосування механізм з відкритою передачею. Як правило, зубчасте колесо виконується у вигляді вінця, закріпленого на барабані. Такі механізми виконують по різних схемах: із застосуванням спеціальних редукторів з виносною опорою тихохідного вала, на якому закріплена шестерня відкритої передачі (рис. 1.1, г); з установкою шестерні на окремі опори тощо [2].

Важливим елементом механізму підйому вантажу, який відповідає за безпеку експлуатації крана, є гальмо. Механізми підйому вантажу й зміни вильоту вантажопідйомних кранів з машинним приводом обладнуються гальмами нормально закритого типу, які автоматично розмикаються під час включення привода. Крім того, механізм підйому вантажу обладнується гальмом, яке має кінематичний зв'язок з барабаном, який не розмикається. У механізмах вантажопідйомних кранів і машин з машинним приводом черв'ячна передача не може бути заміною гальма [3].

Класифікація режимів роботи механізмів вантажопідйомних машин наведена у Правилах будови та безпечної експлуатації кранів [3]. Згідно цієї класифікації існує вісім режимів роботи механізму підйому вантажу (М1…М8). Ці режими встановлюються виходячи з режиму навантаження механізму та класу його використання. У свою чергу режим навантаження (легкий, середній, важкий та дуже важкий) визначається за характеристикою дій навантажень, а клас використання (T_0…T_9) – за загальною тривалістю використання механізму у годинах. Таким чином, визначення режиму роботи механізму підйому вантажу на стадії проектування дає змогу провести його розрахунки виходячи з величини та інтенсивності дії навантажень на механізм.

Згідно Правил будови та безпечної експлуатації кранів [3] опускання вантажу здійснюється тільки від двигуна, що працює. Таким чином, робота приводу механізму підйому вантажу відрізняється від інших кранових механізмів тим, що при підйомі вантажу частина витраченої енергії перетворюється в потенціальну, яка при опусканні вантажу „допомагає" обертанню ротора (створює додатковий крутний момент, спрямований убік обертання ротора). У випадку обмеження швидкості опускання важкого вантажу, коли двигун протидіє руху, момент двигуна стає від'ємним, а момент сил опору – додатнім. При цьому частина потенціальної енергії вантажу може рекуперуватись у мережу живлення двигуна. При опусканні невеликого по масі вантажу, сила ваги якого не може подолати момент сил опору, двигун розвиває додатній момент, спрямований убік руху вантажу. Таке опускання вантажу називають силовим.

1.2. Дослідження динаміки механізму підйому вантажу

1.2.1. Аналіз робіт, які присвячені динамічним розрахункам механізму підйому вантажу

На даний час відома значна кількість наукових робіт, які присвячені динамічним розрахункам механізму підйому мостових, козлових стрілових та інших кранів. Проведемо аналіз найбільш значимих робіт у цій галузі.

Для дослідження динамічних навантажень у канаті М.С. Комаров [4] склав систему диференціальних рівнянь руху вантажу, кранового моста та приводу. Аналіз розв'язку системи рівнянь при умові постійності приводного зусилля для режиму підйому вантажу „з вісу" показав, що: 1) жорсткість та маса металоконструкції не впливає на величину максимальних динамічних навантажень у канаті; 2) допустимо використовувати припущення, що динамічні деформації несучих конструкцій близькі до їх статичних деформацій. Автор дає оцінку динамічним навантаженням у канаті на рівні 5-

15% від ваги вантажу. Аналіз режиму підйому вантажу у режимі „з підхватом” дав змогу зробити узагальнення стосовно максимальних зусиль у канаті при підйомі вантажу, які залежать від: 1) швидкості відриву вантажу від основи; 2) жорсткості тягових елементів, елементів привода, металоконструкції і основи; 3) маси вантажу та металоконструкції. Для кранів вантажопідйомності від 5 до 50 тон і швидкості підйому вантажу 8,4-43,2 м/хв М.С. Комаров розрахував коефіцієнт динамічності канатів, якій знаходиться у межах 1,25-1,94. Таким чином, детально розрахувавши динамічні навантаження у канаті для різних режимів підйому вантажу автор роботи [4] залишив поза увагою динамічні навантаження у металоконструкції крана. Крім того, у в розрахунку не враховано інерційні характеристики основи, на яку опускається вантаж, а також дисипація коливань у канатах, основі і крановому мості.

Підйом вантажу у режимі „з підхватом” досліджений М.А. Лобовим у праці [5]. Ним розраховано коефіцієнти динамічності каната ($\psi_к$=1,67) та кранового моста ($\psi_м$=2,24), а також вплив на ці величини жорсткості механічних характеристик приводу і зведеної жорсткості основи. У роботі на основі експериментальних даних та теоретичних розрахунків встановлено, що рівень динамічних навантажень металоконструкції завжди більше рівня динамічних навантажень у канатах. Крім того, встановлено, що при зменшенні жорсткості канатів динамічні навантаження зменшуються, а при збільшенні прольоту крана динамічні навантаження, що діють у металоконструкції, збільшуються, що пояснюється збільшенням зведеної маси металоконструкції. Для підйому вантажу „з підхватом” автор роботи [5] рекомендує вантаж ставити на дерев’яні бруски, що дозволяє зменшити рівень динамічних навантажень мінімум на 10-15%.

С.А. Казак у роботі [6] дослідив підйом та опускання вантажу у режимах „з вісу” та „з підхватом”. Ним побудовані багатоетапні математичні моделі, які описують рух зведених мас приводу та вантажу. Крім того, також було досліджено вплив рушійної сили на динаміку руху системи: у

розрахунках рушійне зусилля приймалось як постійним так і змінним згідно з лінійною механічною характеристикою, що справедливо для двигунів постійного струму незалежного збудження та асинхронних двигунів змінного струму на стійкій ділянці механічної характеристики. Методика розрахунків динамічних навантажень проілюстрована прикладами визначення максимальних зусиль у канатах крана. Зазначимо, що у розрахунках [6] не враховано жорсткість і масу основи та дисипативні властивості елементів системи. Крім того, розроблена С.А. Казаком методика не дозволяє розрахувати динамічні показники роботи кранової металоконструкції.

В роботі В.Ф. Гайдамаки [7] використана двомасова динамічна модель, яка враховує пружні коливання вантажу та кранового моста і не враховує рух зведеної маси приводу. Крім того, вважається, що вантаж виконує відрив від основи з постійною швидкістю. Це дало змогу побудувати двоетапну математичну модель та визначити максимальне навантаження у канаті і крановому мості. В цій же роботі наведено спрощений розрахунок максимального зусилля у канаті на основі формул пружного удара. Порівняння результатів двох теоретичних розрахунків показує, що методика визначення максимуму навантажень у канаті на основі формул пружного удара дає більші значення навантажень. У розрахунках, які виконані в роботі [7] не враховані дисипативні характеристики системи, властивості основи з якої піднімається вантаж, а також характер зміни приводного зусилля.

М.П. Александров у роботі [1] наводить розрахунок максимальних значень зусиль у канатах та крановій металоконструкції за умови підйому вантажу „з підхватом”. Основа, з якої піднімається вантаж, приймається абсолютно жорсткою. Визначені формули, за якими виконується розрахунок максимальних зусиль у елементах крана, не наглядні: вони на дають змоги встановити як необхідно змінити параметри, щоб зменшити небажані зусилля у елементах системи.

У роботі М. Шеффлера, Х. Дресінга та Ф. Курта [8] проведено дослідження динаміки підйому вантажу з абсолютно жорсткої основи. У

розрахунках прийнято, що канат виконує набігання з постійною швидкістю. Це припущення дало змогу у аналітичному вигляді знайти розв'язки системи диференціальних рівнянь для руху зосереджених мас кранового моста та вантажу. На основі цих розрахунків авторами знайдені вирази для коефіцієнтів динамічності каната та кранового моста. Для мостового крана вантажопідйомністю 16 тон розраховане значення коефіцієнта динамічності каната рівна 1,63, а кранового моста 2,79. Внаслідок дії дисипативних сил величини коефіцієнтів динамічності в декілька раз менші їх дійсних значень [8]. Однак, розрахунок, який би враховував дисипативні властивості кранових елементів, не наведений.

У роботі [9] М.М. Гохберг на основі найпростішої двомасової динамічної моделі механізму підйому вантажу вивів вираз, який описує максимальне навантаження у канатах. Автор для різних типів кранів (мостового, козлового з консолями та гнучкою опорою, козлового з обома жорсткими опорами, портального стрілового) навів розрахункові формули для визначення параметрів, які входять у вираз для розрахунку максимальних навантажень. Отримані результати можна використовувати лише в якості першого наближення.

В монографії Л.Я. Будікова [10] досліджено підйом вантажу у режимі „з підхватом". Встановлено, що різниця максимальних навантаження у канаті та крановому мості, які отримані шляхом використання динамічних моделей із зосередженими та розподіленими параметрами, відрізняються лише на 3-4%. Коефіцієнти динамічності для каната мостового крана вантажопідйомністю 20 тон із прольотом 22,5 м при швидкості підйому вантажу 0,25 м/с рівний 1,56, а кранового моста – 1,55. Крім того, автор дослідив влив параметрів крана (довжини прольота, жорсткості канатів, кранового моста та інших) на динамічні навантаження у канаті і крановому мості. Однак, у роботі не враховано вплив на динамічні показники роботи механізму основи, з якої виконується підйом вантажу.

В роботі Р.П. Герасимяка та В.А. Лещева [11] встановлено влив співвідношення зведених мас механізму підйому і вантажу, а також довжини гнучкого підвісу на коефіцієнт динамічності каната. Автори дослідили декілька типових режимів навантаження каната. Розрахунки виконані для постійного та змінного моменту приводу (гальма). Отримані результати представлені у аналітичному вигляді.

На основі розробленої математичної моделі механізму підйому вантажу В.Ф. Семенюк та Ч.В. Тьен [12, 13] дослідили динаміку роботи канатів та кранової металоконструкції. Для зменшення динамічних зусиль у елементах крана запропоновано вводити у конструкцію крана двох гасників коливань: один паралельно в металоконструкцію, а інший – послідовно в систему підвісу вантажу. Такий підхід дозволив зменшити вдвічі максимальні зусилля, які діють на металоконструкцію та механізм підйому вантажу.

В статті В.С. Зайцева та О.В. Харланова [14] запропоновано в залежності від маси внатажу встановлювати певний швидкісний режим його підйому. Реалізація зміни швидкості руху механізму виконується на основі частотного перетворювача.

В роботах А. Сладковського, Т. Ханишевського, Т. Матиї [15, 16] побудована математична модель руху механізму підйому вантажу. На основі припущення щодо постійності тягового моменту на кантатному барабані знайдено характер зміни навантажень у канаті та крановому мості. Встановлено максимальні значення цих зусиль, а також характер їх зміни в часі.

В роботі Д.Н. Спіциної та О.О. Чалого [17] досліджено декілька розрахункових випадків підйому вантажу козловим краном. Встановлено, що при підйомі вантажу „з підхватом” при різних жорсткостях опор завжди виникають як вертикальні, так і горизонтальні коливання кранового моста. Коефіцієнт динамічності балки крана ККО (прольот – 32 м; швидкість підйому вантажу – 0,256 м/с) при підйомі вантажу масою 12,5 тони рівний

1,81. Крім того, у роботі побудовані графічні залежності, які показують, що коливання елементів крана затухають відносно повільно.

У роботах [18, 19] Н.О. Дербенева побудована динамічна та відповідна їй математична модель руху механізму підйому вантажу. Автор також врахував електричну інерційність двигуна механізму шляхом введення до математичної моделі рівняння динамічної механічної характеристики асинхронного двигуна на стійкій ділянці механічної характеристики. У розробленій моделі дослідник не врахував дисипативні властивості системи.

В роботі А.М. Проскуріна, Є.П. Плавельського, С.М. Ткачева [20] встановлено залежності зміни зусиль у канаті при підйомі вантажу у режимі „з підхватом" зі швидкістю 0,5 м/с. На основі аналізу експериментальних даних встановлено, що введення в конструкцію підвіски вантажу гумового елемента з м'якою нелінійністю дозволяє зменшити максимум навантажень та забезпечити швидке згасання коливань. Використання металевої пружини зменшує коливання зусиль у канаті, однак значно погіршує дисипативні властивості системи.

В роботі В.М. Завьялова та А.В. Гусева [21] досліджено підйом вантажу „з підхватом". Авторами встановлена залежність, яка дозволяє визначити максимальну швидкість вала двигуна при наперед заданій величині зусилля у канаті. При цьому забезпечується відсутність коливальної складової руху вантажу. В розрахунках використана найпростіша двомасова динамічна модель, яка не враховує динаміку руху кранового моста, що обмежує використання результатів роботи [21].

У серії праць [22-24] О.С. Подоляк розробив математичну модель процесу підйому вантажу стріловим автомобільним краном. Для зменшення динамічних навантажень ним запропоновано ввести у стрілову конструкцію або підвіску вантажу демпфуючі пристрої – в залежності від величин зведених мас вантажу та стріли крана.

В роботі Hanjun Pu, Xiaopeng Xie, Guangchi Liang, Xiangyong Yun, Haining Pan [25] проведено моделювання механізму підйому вантажу.

Використана чотиримасова динамічна модель. На основі вибору характеру зміни прискорення механізму підйому вантажу досягнуто практично повне усунення динамічних навантажень у канаті під час усталеного руху.

В статті Juliusz Grabski та Jarosław Strzałko [26] розроблено математичну модель підйому вантажу мостовим краном. Розв'язок рівнянь виконаний на основі чисельних методів. У результаті отримано графічні залежності зміни зусиль у елементах крана при зміні окремих параметрів системи (коефіцієнтів жорсткості та дисипації у канаті).

Всі проаналізовані роботи містять результати, які отримані на основі використання моделей із зосередженими параметрами. На відміну від них у роботах [10, 27, 28] використані динамічні моделі із розподіленими параметрами, які описуються диференціальними рівняннями у частинних похідних. Це дало змогу дослідити поширення хвиль у канатах [27, 28] та встановити характер коливань кранового моста значної довжини.

За деякими виключеннями [29], результати досліджень динаміки підйому/опускання вантажу не враховують динамічну дію вантажу на основу (транспортний засіб), на яку відбувається його посадка. Це призводить до відхилення результатів теоретичних розрахунків від експериментальних даних. Тут відіграють свою роль пружні і дисипативні характеристики підвіски транспортного засобу та його зведена маса. Робота [29], в якій врахована ця властивість (шляхом введення у математичну модель ще одного рівняння, яке описує вертикальний рух зведеної маси транспортного засобу) не універсальна. Тому виникає потреба дослідження вказаних процесів при змінних параметрах режиму підйому/опускання вантажу.

1.2.2. Наближені методи розрахунку динамічних навантажень при підйомі/опусканні вантажу

У більшості робіт, аналіз яких виконаний у п.п. 1.2.1, для дослідження динамічних навантажень елементів вантажопідйомних кранів при роботі

механізму підйому вантажу побудовані його математичні моделі. На основі цих моделей отримані графічні або/і аналітичні залежності зміни зусиль (крутних моментів), які діють у елементах крана. Звичайно це пов'язано з аналітичним або чисельним інтегруванням диференціальних рівнянь (математичної моделі механізму підйому вантажу). Однак, представляє інтерес визначення рівня динамічних навантажень, при яких немає необхідності виконувати складні математичні розрахунки. Мова йде про аналітичну формулу, в яку входять параметри крана в якості аргументів (зведені коефіцієнти жорсткості моста і канатів, зведені маси приводу, вантажу, швидкість підйому/опускання вантажу тощо) і яка дає чисельне значення максимального зусилля (крутного моменту) в тому чи іншому елементі крана (як правило, у крановому мості та канатах).

Тензометричні дослідження різних кранів, які описані у роботі [9], показують, що після відриву вантажу від основи і після гальмування вантажу, який опускається, коливання другої вищої частоти в конструкції практично відсутні. У канатах ці коливання є більш інтенсивними, однак тут вони швидко загасають, що є результатом дії дисипативних характеристик каната. Отже, вантаж виконує коливання із частотою, що відповідає частоті коливань металоконструкції. Це дає змогу знехтувати впливом жорсткості канатів і розглядати масу металоконструкції і масу вантажу як єдину масу m. При цьому коефіцієнт динамічності кранового моста визначається так [9]:

$$\psi_{м} = 1 + \alpha \frac{v_0 c_1}{F_n + mg} \sqrt{\frac{m}{c_1}} = 1 + \alpha a_0 v_0, \qquad (1.1)$$

де m – сума зведених мас кранового моста та вантажу;

c_1 – зведена жорсткість кранового моста;

F_n – зведене до вантажу рушійне зусилля двигуна механізму підйому вантажу у післявідривній стадії руху;

v_0 – швидкість відриву вантажу від основи;

α=1…2 – поправочний коефіцієнт, який залежить від слабини канатів, способу керування приводним механізмом, конструктивних особливостей механізму підйому. У розрахунках, як правило, приймають α=1,5. Формула (1.1) також справедлива для визначення коефіцієнта динамічності при гальмуванні вантажу, що опускається.

Рівняння (1.1) показує, що величина коефіцієнта динамічності крана значно залежить від швидкості v_0. Для розрахунків на міцність крана приймають швидкість відриву вантажу від основи рівній швидкості його підйому $v_0=v_n$. Якщо проводяться розрахунки на витривалість, то приймають для кранів середнього режиму роботи v_0=(0,35-0,5)v_n, а для кранів важкого й досить важкого режимів роботи v_0=(0,5-0,8)v_n. Величина v_0 в основному залежить від способу пуску приводу (керованого або некерованого) [7].

Для розрахунку коефіцієнта динамічності канатів для режиму підйому вантажу „з підхватом” використовують вираз:

$$\psi_к = 1 + \frac{v_0}{\sqrt{\frac{g^2 m_в}{c_к}}}, \tag{1.2}$$

де $m_в$ – зведена маса вантажу;

$c_к$ – зведена жорсткість канатів.

У роботі [30] наведена подібна формула для визначення коефіцієнта динамічності каната:

$$\psi_к = 1 + \frac{v_0}{g}\sqrt{\frac{c_к}{m}}. \tag{1.3}$$

Згідно правил [31], які складені Європейською Федерацією по навантажувально-розвантажувальним машинам, коефіцієнт динамічності канату $\psi_к$ при підйомі вантажу визначається за виразом:

$$\psi_к = 1 + \xi_1 v_n, \tag{1.4}$$

де ξ_1 – коефіцієнт, що отриманий за результатами експериментів, які проведені на кранах різних типів. Графічна інтерпритація виразу (1.4) представлена на рис. 1.2.

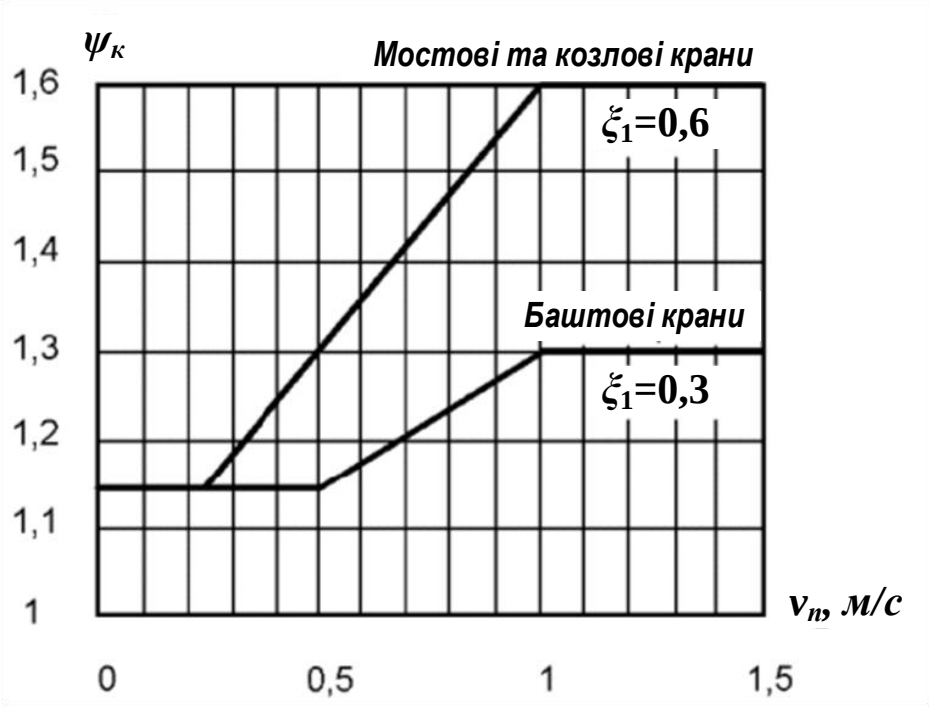


Рисунок 1.2 – Графічна залежність коефіцієнта $\psi_к$ від швидкості підйому вантажу для різних типів кранів

У роботі [5] було отримано залежності, які описують максимальні значення зусиль у канатах та крановому мості:

$$F_{м.\max} = Q + \frac{\sqrt{\left(p_1\beta_2\frac{c_к v_0}{\lambda_0}\sin(\lambda_0 t_0)\right)^2 + \left(S_0 - F_0\beta_2\right)^2}}{p_1(\beta_1 - \beta_2)}; \quad (1.5)$$

$$F_{к.\max} = Q + \beta_1(F_{м.\max} - Q), \quad (1.6)$$

де $F_{м.max}$ і $F_{к.max}$ – максимальні значення зусиль у крановому мості та канатах відповідно;

t_0 – перший корінь трансцендентного рівняння:

$$\frac{c_к v_0}{c_к + c_0}\left(c_0 t_0 + \frac{c_к}{\lambda_0}\sin(\lambda_0 t_0)\right) = Q,$$

де Q – вага вантажу;

c_0 – зведена жорсткість кранового моста;

$p_{1,2}$ – частоти коливань системи, які визначаються за залежністю:

$$p_{1,2} = \sqrt{\frac{(a+b+e) \mp \sqrt{(a+b+e)^2 - 4ab}}{2ab}},$$

де a, b, e, β_1, β_2 λ_0, S_0 та F_0 – коефіцієнти, які визначаються за формулами:

$$a = \frac{m_0}{c_0};$$

$$b = \frac{m_1 m_2}{c_к (m_1 + m_в)};$$

$$e = \frac{b c_к}{c_0};$$

$$\beta_1 = 1 - a p_1^2;$$

$$\beta_2 = 1 - a p_2^2;$$

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{c_к + c_0}{m_0}};$$

$$S_0 = c_к v_0 - \frac{c_к^2 v_0}{c_к + c_0}(t_0 - \cos(\lambda_0 t_0));$$

$$F_0 = \frac{c_0 c_к v_0}{c_к + c_0}(1 - \cos(\lambda_0 t_0)),$$

m_0, m_1 – зведені маси кранового моста та приводу відповідно. Розраховані за формулами значення максимальних динамічних навантажень (1.5) та (1.6) були порівняні з отриманими експериментальним шляхом [5] та встановлено, що їх розбіг складає 4,6 і 2,4% відповідно. Це свідчить про достатньо високу точність розрахункових формул. Однак, структура виразів (1.5) та (1.6) не дає змоги оцінити вплив кожного з параметрів на максимальні навантаження, що є недоліком наведеного наближеного розрахунку.

Перевагою визначення динамічних навантажень шляхом використання виразів (1.1)-(1.6) є його простота, а головний недолік – відсутня інформація про характер зміни динамічних навантажень у часі. Наприклад, можна

отримати максимальне значення зусилля у мості, однак цей спосіб не дає змогу встановити амплітуди наступних періодів коливань моста. Тобто може відбуватися повільне затухання коливань і, як наслідок, повільне зменшення амплітуд динамічних зусиль. Отже, на крановий міст і канати у наступних хвилях коливань діють значні динамічні навантаження.

Для режиму підйому вантажу „з вісу" у роботі [4] запропоновано оцінювати максимальне зусилля у канаті за виразом:

$$F_{к.\max} = \frac{2Pm_в}{m_1 + m_в} + Q, \tag{1.7}$$

де P – зведене приводне зусилля механізму підйому вантажу, яке приймається постійним (середньопускове значення рушійного зусилля).

Для режиму підйому вантажу „з підхватом" М.С. Комаров [4] наводить наступний вираз, що описує максимальне зусилля у канаті:

$$F_{к.\max} = v_п \sqrt{m_в \frac{c_к c_0}{c_к + c_0}} + Q. \tag{1.8}$$

Вираз (1.7) отриманий при використанні умови постійності швидкості підйому вантажу $v_п$=const. Для випадку опускання вантажу на пружну основу наведена наступна формула:

$$F_{осн.\max} = v_{оп} \sqrt{m_в c_{осн}} + Q, \tag{1.9}$$

де $F_{осн.\max}$ – максимальне значення зусилля у пружній основі;

$v_{оп}$ – швидкість опускання вантажу;

$c_{осн}$ – зведена жорсткість основи.

Отже, розрахунок динамічних навантажень елементів механізму підйому вантажу за допомогою відомих аналітичних залежностей (1.1)-(1.9) доцільно виконувати лише у першому наближенні. Для отримання більш детальної інформації стосовно динаміки роботи елементів

вантажопідйомного крана необхідно проводити динамічний аналіз, який ґрунтується на розв’язанні диференціальних рівнянь.

1.3. Огляд патентної інформації, яка пов’язана з механізмом підйому вантажу мостових та козлових кранів

Для того, щоб дати повну оцінку дослідженням у області піднімання вантажу прольотними кранами необхідно проаналізувати патентну інформацію. Патентні роботи (винаходи та корисні моделі) вирішують конкретні проблеми і характеризуються практичною направленістю.

Однією з проблем при експлуатації механізму підйому вантажу є значні динамічні навантаження у канаті. У патентах [32-34] описані конструкції пристроїв, які дозволяють в деякій мірі зменшити коливання вантажу у вертикальному напрямку. Це, у свою чергу, зменшує динамічні навантаження у канаті і крановому мості. Всі запропоновані рішення є гідравлічними системами, які за рахунок властивостей робочої рідини дозволяють зменшити швидкість прикладання зусилля до вантажу при його підйомі.

Недоліки патентних рішень [32-34] пов’язані зі складністю конструкції, які їх реалізують, неможливістю саморегулювання в залежності від ваги вантажу, а також з необхідністю постійно слідкувати за герметичністю гідроканалів та їх з’єднань.

Робота електроприводу механізму підйому вантажу характеризується періодичністю, тому змінні електричні втрати мають значний вплив на енергоефективність та надійність роботи приводу механізму. Для забезпечення захисту електричних двигунів від перевантаження та від аварійних режимів його роботи запропоновано пристрій [35], який забезпечує вимикання електродвигуна з мережі при збільшенні активного струму вище заданої межі, а також при обриві канатів крюкової підвіски або деформації ферми моста крана.

Варта уваги розробка [36], яка сполучає елементи силового електроприводу та автоматики, зокрема, тензометричного датчика ваги вантажу, для визначення реалізації оптимальної швидкості і прискорення підйому вантажу. При цьому керування рухом приводу забезпечується частотним перетворювачем, що дозволяє досягти економію електроенергії при роботі крана та підвищити його продуктивність. Однак, сутність законів, за якими виконується підйому/опускання вантажу, у патенті [36] не розкрита, незважаючи на те, що саме вони визначають енергоефективність та надійність робити механізму підйому вантажу.

У винаході [37] вирішена технічна задача зменшення установленої потужності, маси двигунів механізму підйому вантажу, а також вантажопідйомності крана. Поставлена задача вирішена за допомогою використання двигуна подвійного обертання (біротативний електродвигун), який дає змогу виконувати підйом вантажів різної ваги. Це досягається включенням одного з механізмів головного чи допоміжного підйому вантажу або їх одночасної роботи – для вантажів значної ваги. Недоліком запропонованого пристрою [37] є те, що він не дозволяє зменшити динамічні навантаження у елементах крана та покращити його енергетичні показники.

Однією з важливих практичних проблем при експлуатації гальмівного механізму є правильне його регулювання. Технічне вирішення цієї проблеми, яке запропоновано у корисній моделі [38], що полягає у зміні характеру гальмового моменту та регулювання часу його наростання. Недоліки пристрою пов’язані з неможливістю забезпечення заданого закону зміни гальмівного моменту у часі, що є необхідним для конструювання сучасної мехатронної системи керування механізмом підйому вантажу.

В основу винаходу [39] поставлена задача удосконалення механізму підйому мостового крана, призначеного для виконання вантажних та ремонтно-монтажних робіт. Це досягається шляхом модифікації кінематичної схеми механізму підйому вантажу і дає можливість отримати основну та посадочну швидкості підйому/опускання вантажу. Головним

недоліком запропонованого винаходу є ступінчаста зміна швидкості руху вантажу, що викликає додаткові динамічні навантаження у канаті та крановому мості, знижуючи їх довговічність.

Корисною моделлю [40] поставлено задачу створення надійного вантажопідйомного механізму мостового крана для піднімання довгомірних вантажів. Це досягається введенням до конструкції механізму підйому вантажу синхронізуючого вала, яким з'єднані двигуни механізму підйому вантажу. У разі виходу одного з двигунів з ладу запропонована конструкція дає змогу вивести кран з роботи шляхом опускання вантажу при одному працюючому двигуні. Використання корисної моделі [41] дає змогу досягнути аналогічного результату при експлуатації механізму підйому вантажу ливарного крана.

Важливою задачею при експлуатації механізму підйому вантажу є зменшення динамічних навантажень, які виникають при перехідних режимах роботи механізму. У патенті [42] ця задача вирішується за рахунок введення у гакову підвіску демпфуючого елементу, який за рахунок сил внутрішнього тертя гасить коливання вантажу, що підвищує продуктивність роботи крана, його надійність та довговічність. Конструкція механізму для підйому вантажу, яка описана у патенті [43], також забезпечує обмеження рівня динамічних навантажень на привод в моменти пуску та ударні навантаження, що діють на вантаж.

У патенті [44] задача зниження рівня динамічних навантажень у механізмі підйому вантажу вирішена за допомогою спеціальної форми канатного барабана. Сутність патента полягає у тому, що в момент пуску швидкість піднімання вантажу наростає плавно. Це викликано конструкцією канатного барабану, який виконаний зі змінним по довжині діаметром тросоведучої зовнішньої оболонки. Недолік пристрою полягає у тому, що його ефект проявляється лише у випадку підйому вантажу з однакової висоти, що на практиці зустрічається рідко.

Підвищення надійності вантажних канатів – мета винаходу [45]. Вона досягається шляхом постійного переміщення каната через зрівняльний блок під час підіймання-опускання вантажу. Канат при цьому постійно переміщується через зрівняльний блок при одночасному навиванні-звиванні віток каната на кожну навивочну поверхню барабана різних діаметрів. Це дає можливість нерухомим ділянкам каната з різноспрямованими деформаціями кручення щоциклу суміщатися за межами зрівняльного блоку і довільно відновлювати структурний стан каната. Крім того, виключається можливість виникнення інших деформацій каната. До недоліків пристрою необхідно віднести складність схеми запасовки канатів та невисокий ККД пристрою.

Розроблене у патенті [46] технічне рішення для механізму підйому вантажу баштового крана дає змогу зменшити потужність двигуна та енерговитрати, збільшити стійкість та надійність крану, а також підвищити продуктивність. Це досягається тим, що приводний механізм, через муфту, барабан та канат, зв’язаний з противагою, яка при роботі механізму підйому рухається вздовж башти. При підйомі вантажу противага опускається, зменшуючи зусилля на підйом, а при опусканні вантажу – підіймається.

Загалом, переважна більшість патентних розробок ґрунтується на використанні конструктивних вдосконалень механізму підйому вантажу. Патенти, в яких розроблені способи керування механізмом підйому вантажу, практично відсутні.

1.4. Зниження динамічних навантажень у елементах механізму підйому вантажу

Аналіз робіт з динаміки підйому/опускання вантажу, який виконаний у п. 1.2, а також патентної інформації показує, що існує декілька напрямків зі зниження динамічних навантажень у елементах крана (рис. 1.3). Прокоментуємо цей рисунок.

Ефективними заходами зі зменшення рівня динамічних навантажень, а також тривалості їх дії у елементах крана, є раціональний вибір динамічних параметрів системи. При цьому необхідно виконувати параметричний аналіз, який дає змогу оцінити вплив мас, моментів інерції, коефіцієнтів жорсткості та коефіцієнтів дисипації на динаміку роботи механізму підйому вантажу. Зазначимо, що такий аналіз необхідно виконувати для найтяжчого режиму роботи механізму, при врахуванні певних обмежень на варіацію динамічних параметрів. Ці обмеження випливають з конструктивних особливостей механізму підйому вантажу та крана в цілому, а також необхідності забезпечити бажану міцність конструкції при одночасній мінімізації її матеріалоємності.

Рисунок 1.3 – Заходи направлені на зменшення динамічних навантажень у елементах механізму підйому вантажу

Ефективним заходом зменшення динамічних навантажень у елементах вантажопідйомної машини є раціональний вибір кінематичної схеми механізму підйому вантажу та несучих елементів крана (кількості кранових балок і їх форми, кранових опор, підкранових шляхів тощо). Кінематична схема визначає шлях розповсюдження збурень у елементах системи. Зазначимо, що, як правило, кінематична схема механізму підйому вантажу

проектується виходячи з: заданої вантажопідйомності та продуктивності роботи крана; необхідності використання стандартних виробів та деталей; технологічності монтажних робіт при встановленні крана; зменшенні матеріалоємності конструкції; необхідності рівномірного розподілення ваги обладнання на несучих елементах кранової конструкції та інших факторів. Раціональна кінематична схема механізму підйому вантажу дозволяє нейтралізувати дію динамічних зусиль, які виникають при перехідних режимах роботи електроприводу механізму. Правильний розрахунок несучих елементів крана, зокрема кранових балок, забезпечує довговічність роботи крана при заданому (допустимому) рівні металоємності.

У роботах [5, 12, 13, 22-24] доведено, що вибір місць встановлення поглиначів коливань значно пливає на ефективність їх усунення. Очевидно, що аналогічний висновок можна зробити і для джерела виникнення коливань, яким у випадку механізму підйому вантажу є електропривод. Дійсно, вибір місця прикладання реактивного моменту, який створений статором двигуна, має суттєвий вплив на динаміку роботи кранової металоконструкції.

Зміна геометричних розмірів у кінематичних елементах механізму підйому вантажу, а також точність їх виготовлення впливає на динамічні навантаження елементів механізму. Наприклад, зменшення зазорів та люфтів у механізмі підйому вантажу призводить до зменшення сил удару між зубцями у кінематичних зчепленнях (відкритих та закритих зубчастих передачах), муфтах тощо, що призводить до збільшення довговічності цих елементів.

Перелічені заходи реалізуються при проектуванні конструкції крана та його окремих механізмів, а також при його модернізації (наприклад, у випадку необхідності подовження ресурсу).

Динамічні навантаження у елементах механізму підйому вантажу значно залежать від характеру зовнішніх збурень. Параметрами зовнішнього збурення є тривалість його дії, амплітуда та спектр частот. Що стосується

останнього показника, то необхідно, щоб спектр частот збурення не співпадав з жодною з частот власних коливань елементів механізму [47], оскільки це може призвести до виникнення резонансу.

Збільшення тривалості перехідних процесів дозволяє зменшити коефіцієнти динамічності роботи канату та кранового моста [29]. Однак, це супроводжується подовженням циклу підйому/опускання вантажу, що у деяких випадках є неприпустимим (наприклад, для перевантаження контейнерів у портах).

Характер зміни збурення відіграє важливу роль у виникненні динамічних процесів у механізмі підйому вантажу. Бажано, щоб його наростання та спадання відбувалось за неперервним законом. У деяких випадках крім максимальної величини збурення встановлюють обмеження і на швидкість його наростання [48, 49].

Забезпечити суперечливі вимоги до роботи механізму підйому вантажу можливо на основі оптимізації перехідних режимів його руху. Це не викликає значних капітальних витрат при реалізації оптимального керування на практиці, оскільки сучасні системи керування роботою крановими механізмами досить гнучко програмуються.

1.5. Аналіз задач оптимального керування рухом механізма підйому вантажу

Особливу роль при оптимізації відіграє оптимізаційний критерій [50]. Необхідно відмітити, що на даний час проведена значна кількість розрахунків оптимальних режимів роботи механізму підйому вантажу. Вони відображають кінематичні [51, 52], динамічні [51-54] та інші показники роботи механізму підйому вантажу [55]. Використання того чи іншого показника повинно бути обґрунтовано виходячи з умов роботи механізму підйому вантажу.

Ґрунтовні результати з розробки та використання інтегральних критеріїв належать Б.Є. Горському та В.С. Ловейкіну. У роботах [54, 56] були проаналізовані фактори, які впливають на характер руху механізмів вантажопідйомних машин. У цих дослідженнях встановлено, що режими руху вантажопідіймальних машин представляються функціями просторових та часового аргументів. Таким чином, рух машин та їх механізмів в повній мірі може оцінюватись лише інтегральними критеріями. Такі критерії були названі „питомі дії”, з їх допомогою можна оцінювати, в залежності від підінтегральної функції, кінематичні, часові, силові, динамічні та інші параметри руху вантажопідйомних машин та механізмів. Таким чином, для синтезу оптимальних режимів руху механізму підйому вантажу існує достатньо потужна база інтегральних критеріїв.

При проведенні оптимізації режимів руху механізмів вантажопідйомних машин необхідно враховувати різноманітні обмеження, які визначаються можливостями технічних засобів, що використовуються для керування рухом механізма (наприклад, потужністю приводного двигуна, швидкістю руху окремих елементів механізму, вантажопідйомністю крана, потужністю частотного перетворювача тощо) [49]. Крім того, необхідно враховувати вимоги безпеки під час проведення навантажувально-розвантажувальних робіт [3].

Проведемо огляд основних робіт, у яких розв’язані задачі синтезу оптимального керування механізмом підйому вантажу. У роботі А.О. Смєхова і М.І. Єрофєева [55] на основі принципу максимуму [57] знайдено оптимальний закон руху механізму підйому вантажу при суміщенні операцій підйому вантажу та переміщення візка крана.

В роботі [11] Р.П. Герасимяка і В.А. Лещева досліджено динаміку багатомасових систем з електроприводом. На основі проведених досліджень авторами встановлено оптимальне значення жорсткості механічної характеристики електроприводу, за якого відбувається максимальне

демпфування пружних коливань у системі. Ці результати можна використати для зменшення динамічних навантажень у канаті при підйомі вантажу.

У книзі [58] В.С.Ловейкіна і А.П. Нестерова розглянуті принципи динамічної оптимізації машин, засновані на виборі оптимальних, конструктивних, інерційних, режимних параметрів і законів руху підйомних машин, які мінімізують локальні та інтегральні динамічні критерії якості перехідних процесів. Для механізму підйому вантажу знайдені оптимальні закони руху. Результати, що отримані у цій роботі враховують обмеження на кінематичні, силові та динамічні характеристики механізму підйому вантажу.

У праці [59] Г.В. Шумілова за інтегральним оптимізаційним критерієм знайдено закон руху механізму підйому вантажу баштового крана для випадку руху вантажу „з вісу”. Для знаходження оптимального закону руху було використано варіаційне числення [60].

Дослідження оптимальних законів руху механізму підйому вантажу приведено у монографії В.С. Ловейкіна, Ю.В. Човнюка, М.Г. Діктерука та С.І. Пастушенка [27]. На відміну від попередніх праць у цій роботі на основі варіаційного числення автори знайшли оптимальне керування при врахуванні розподілених параметрів вантажного канату. Таким чином, використання варіаційного підходу дозволяє досить ефективно розв’язувати задачі оптимального керування механізмом підйому вантажу.

У дисертаційній роботі С.В. Демідаса [61] із використанням варіаційного методу визначено закон руху механізму підйому вантажу баштового крана, який мінімізує „енергію” ривків, яка пропорційна третій похідній функції положення вантажу за часом. Автором встановлено, що реалізація оптимального закону руху механізму підйому вантажу у режимі підйому „з підхватом” дозволяє зменшити амплітуду коливань зусилля у канаті у 1,6 разів, а внутрішні напруження у розкосі корінної стріли у 2,5 рази в порівнянні з некерованим режимом пуску. Крім того, у роботі [61] знайшли вирішення питання практичної реалізації оптимального руху механізму підйому вантажу (запропоновано експлуатувати електропривод механізму на

штучних механічних характеристиках, які отримані при зміні опору роторного кола та при зміні напруги живлення двигуна).

У роботі [52] В.С. Ловейкіна та Ю.О. Ромасевича знайдено закон руху, який мінімізує середнє значення квадрату пружного зусилля у гнучкому підвісі вантажу. Для розв'язування задачі був використаний прямий варіаційний метод, який описаний у монографії [62]. Цей же метод дав змогу розв'язати задачу оптимального керування механізмом підйому вантажу [53]. У роботі [29] на основі багатоетапної математичної моделі руху механізму підйому вантажу знайдені оптимальні закони переміщення окремих зосереджених мас системи. Використаний у роботі критерій оптимізації, який враховує середньоквадратичне рушійне зусилля у приводному механізмі, є лінійним. Однак, цей критерій лише опосередковано відображає енергетичні показники роботи приводу, які значно впливають на ефективність роботи механізму підйому вантажу. Підвищення енергоефективності роботи механізму пов'язана з мінімізацією середньоквадратичного значення потужності приводу для чого необхідно знайти розв'язок нелінійної оптимізаційної задачі. Крім того, треба враховувати вплив динамічних навантажень у канаті та крановому мості, які знижують їх довговічність.

Отже, підвищення ефективності роботи крана за енергетичними та динамічними показниками вимагає мінімізації нелінійного комплексного інтегрального критерію, який відображає небажані динамічні та енергетичні характеристики руху динамічної системи. До теперішнього часу ця задача залишається нерозв'язаною. Її важливість полягає у тому, що отримані результати дозволили б зменшити втрати енергії в циклі підйому/опускання вантажу, а також встановлену потужність приводу та підвищити довговічність роботи канатів.

Висновки до першого розділу

Результати проведеного аналізу наукових робіт, що пов’язані з темою дослідження, дають змогу зробити наступні висновки:

1. існує значна кількість робіт, які присвячені дослідженню динамічних навантажень кранового моста та канатів при підйомі/опусканні вантажу. Однак, у більшості з них не достатньо детально враховано властивості основи, на яку здійснюється посадка вантажу (з якої піднімається вантаж). Ті роботи, які враховують динаміку взаємодії вантажу та основи, не дають вичерпної інформації стосовно впливу змінних параметрів системи (маси вантажу, швидкості його опускання тощо) на динамічні навантаження у канаті, крановому мості та основі;
2. для проведення теоретичних досліджень режимів руху механізму підйому вантажу необхідно враховувати вид механічної характеристики двигуна, інерційні, пружні та дисипативні властивості елементів крана та основи, з якою взаємодіє вантаж. Для проведення досліджень прийнятним є використання динамічних моделей із зосередженими масами;
3. аналіз патентної інформації показує основну зосередженість дослідників на розробці конструкційних удосконалень механізму підйому вантажу. Патенти, які присвячені зниженню динамічних навантажень у елементах крана та основи, на яку виконується посадка вантажу, шляхом реалізації способів керування рухом механізму підйому вантажу, практично відсутні;
4. існуючі результати оптимізації перехідних режимів руху механізму підйому вантажу лише опосередковано враховують енергетичні показники роботи механізму. Крім того, відсутні роботи в яких питання збільшення енергоефективності роботи механізму та зниження динамічних навантажень у його елементах вирішені комплексно.

РОЗДІЛ 2
АНАЛІЗ ДОСЛІДЖНЬ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ МОСТОВИХ КРАНІВ ПРИ ЇХ ПЕРЕМІЩЕННІ

2.1. Експлуатаційні режими роботи та конструктивні особливості металоконструкцій кранів мостового типу

До кранів мостового типу належать козлові (рис. 2.1), мостові (рис. 2.2), кабельні крани та мостові і козлові перевантажувачі. Вони широко застосовують у виробничих, технологічних, монтажних, складських та навантажувально-розвантажувальних роботах. До основних параметрів кранів мостового типу належить вантажопідйомність, прольот, база, висота підйому крюка, швидкість переміщення крана, візка та швидкість підйому/опускання вантажу. Мостові, козлові та кабельні крани забезпечують переміщення вантажу в трьох взаємо перпендикулярних напрямках.

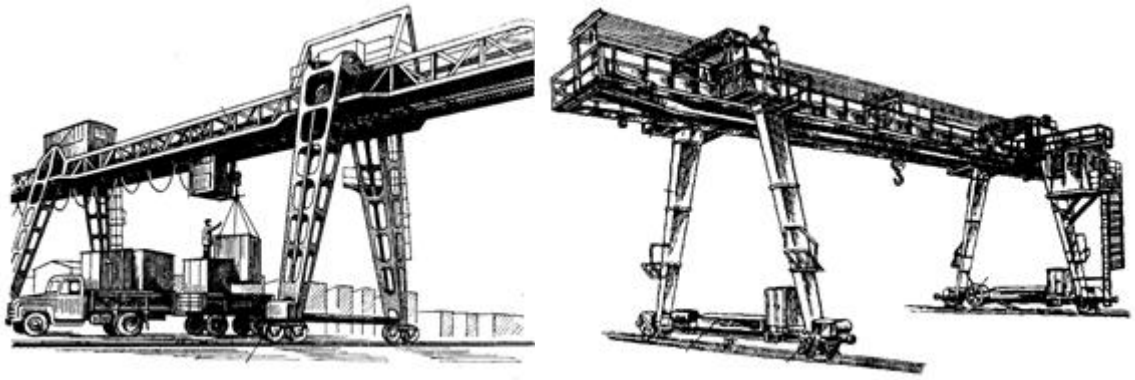
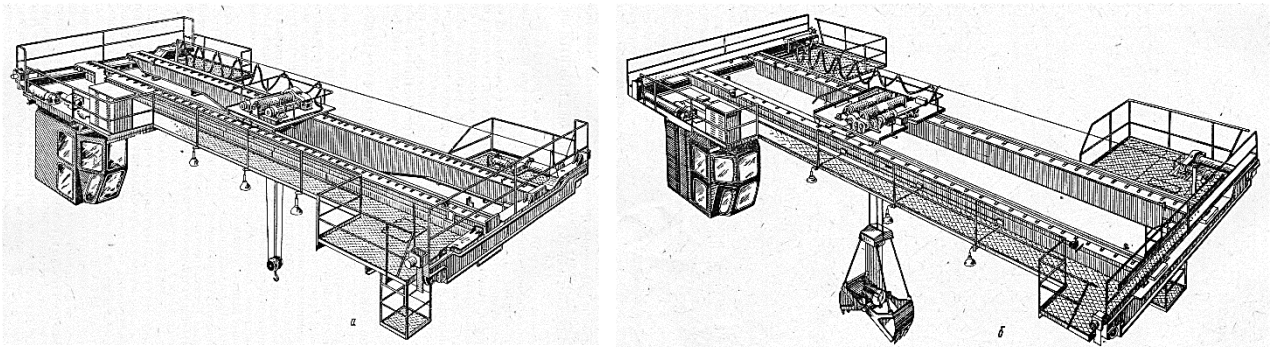


Рисунок 2.1 – Загальний вигляд козлових кранів

За типом вантажозахватного пристрою мостові крани розділяють на крани загального призначення (з крюком) (рис. 2.2 а), спеціальні (з грейфером, магнітом, вакуумним або захватом для контейнерів) (рис. 2.2 б) та металургічні, які мають велику вантажопідйомність.

За конструкціями мостові крани розділяють на опорні, які опираються на наземний рельсовий шлях та підвісні, які підвішуються на нижні полки рельсового шляху.



а б

Рисунок – 2.2. Загальний вигляд мостового крана загального призначення: а – з крюком; б – з грейфером

За вантажопідйомністю крани розділяються на три групи: перша – до 5 тон, друга – від 5 до 50 тон та третя – від 50 до 320 тон. Основою мостового крана є мостова балка, на кінцях якої знаходяться кінцеві балки. За конструкційними особливостями мости крана бувають однобалочні, двобалочні та чотирифермові.

Однобалочну мостову балку крана виготовляють із двотаврового швелера, по якій переміщається електроталь. В залежності від довжини прольоту мостові балки крана виготовляють різних конструкцій (рис. 2.3).

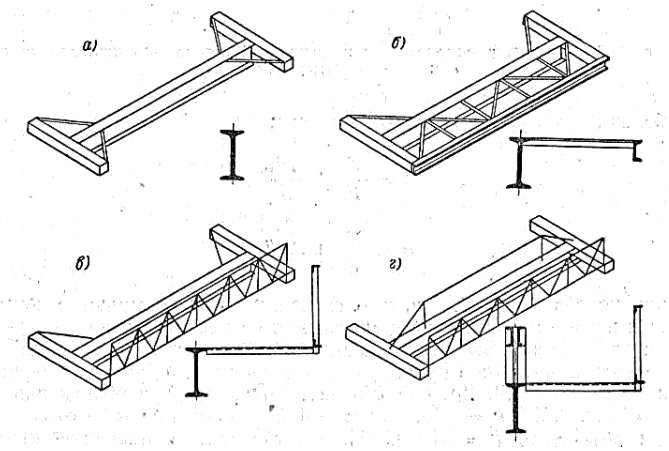


Рисунок 2.3 – Схеми однобалочних мостів:
а) при L < 7 м; б) при *L*=5 – 9 м; в) при *L*=7–12 м; г) при *L*=12 – 15 м

Однобалочні мостові крани по типу привода розділяють: з ручним та електричним приводом. На кінцевих балках крана монтуються ходові колеса та електродвигун з редуктором, який приводить в рух мостову балку крана. Ходовими колесами кінцеві балки опираються на рейкові шляхи, які жорстко закріплені до нерухомих опор.

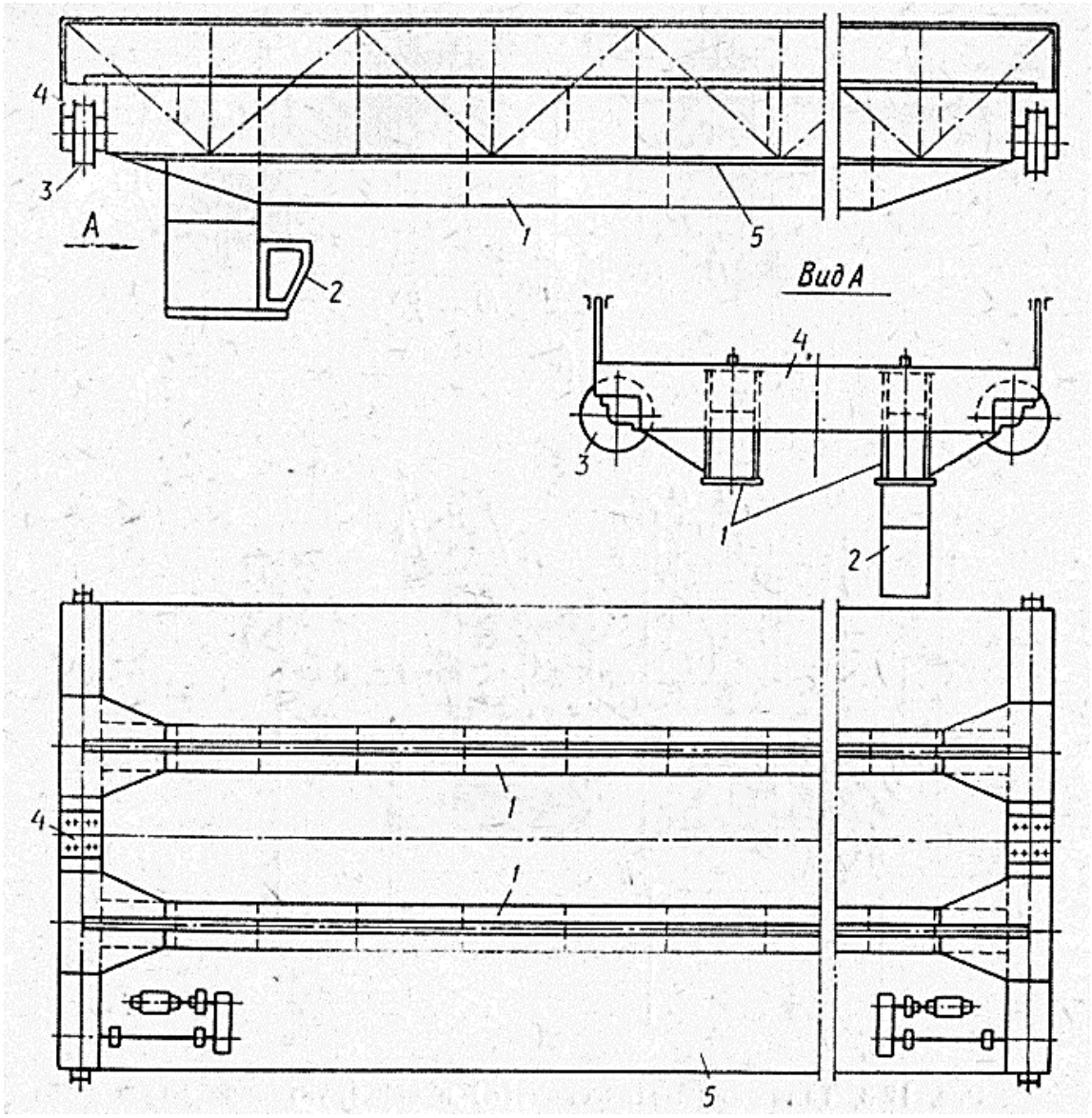


Рисунок – 2.4. Схема двобалочного мостового крана: 1 – головні балки; 2 – кабіна оператора; 3 – ходові колеса; 4 – кінцеві балки; 5 – консольна площадка для обслуговування механізмів переміщення

На двобалочному мості встановлюється візок з електроталлю (рис. 2.5.), який переміщується вздовж балки.

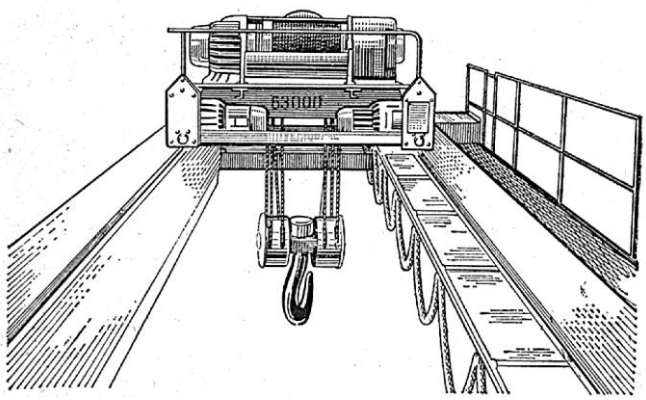


Рисунок – 2.5. Візок з електроталлю на двобалочному мості крана

Козлові крани за призначенням розділяють на перевантажувальні будівельно-монтажні та спеціального призначення. Зазвичай перевантажувальні крани мають вантажопідйомність 3,2 – 50 т, а будівельно-монтажні 300 – 400 т.

В залежності від типу крана [1] та сфери його застосування розрізняють наступні режими роботи: легкий, середній, важкий, надважкий та надважкий безперервний. Вони визначаються режимом роботи механізмів, який залежить від кількості напрацьованих годин крана на рік (таб. 2.1), класом навантаження механізмів (таб. 2.3), відносного періоду включення механізму та числа включень за годину. В залежності від класу використання та класу навантаженості встановлюється режим роботи механізму (таб. 2.4).

Таблиця 2.1

Строк служби деталей вантажопідіймальних машин

Група режиму роботи механізму	Строк служби h, років			Строк служби T, тис. год.		
	Підшипники кочення	Зубчаті передачі	Вали	Підшипники кочення	Зубчаті передачі	Вали
1М, 2М, 3М	10	15	25	1,0	1,5	2,5
4М	5	10	15	3,5	7,0	10,0
5М	3	8	10	5,0	13,0	16,0
6М	3	5	10	10,0	16,0	32,0

Таблиця 2.2

Групи режиму роботи кранів

Клас навантаження	Клас використання									
	С0	С1	С2	С3	С4	С5	С6	С7	С8	С9
Q0	-	-	1К	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К
Q1	-	1К	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К
Q2	1К	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К	8К
Q3	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К	8К	-
Q4	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К	8К	-	-

Таблиця 2.3

Класи навантаження механізмів

Клас навантаження	Коефіцієнт навантаження, К	Орієнтовні якісні характеристики навантаження	
		Механізми підйому вантажу	Механізми горизонтального переміщення
1	2	3	4
В1	До 0,125	Переважають мінімальні навантаження. Максимальні і середні навантаження рідкісні, наприклад при монтажних і ремонтних роботах	Відносно рідкісні пуски і гальмування, значні робочі і холості пробіги. Порівняно малі величини вантажів. Характерно для виробництв з малою інтенсивністю роботи і великими площами обслуговування
В2	Більше 0,125 До 0,25	Переважають середні та мінімальні навантаження. Максимальні навантаження відносно рідкі	Відносно рідкісні, але регулярні пуски і гальмування. Порівняно невеликі робочі і холості пробіги. Невеликі величини вантажів. Характерно для виробництва з постійною, але обмеженою інтенсивністю роботи і площами обслуговування.

Продовження таблиці 2.3

1	2	3	4
В3	Більше 0,25 до 0,5	Переважають середні та максимальні навантаження. Мінімальні навантаження бувають епізодичними. Характерно для виробництв з різноманітними масами вантажів	Регулярні пуски і гальмування. Малі робочі і холості пробіги. Порівняно невелика величина вантажів. Характерно для виробництва з відносно високою інтенсивністю роботи і малими площами обслуговування.
В4	Більше 0,5 до 1,00	Переважають максимальні і близькі до максимальних навантаження. Середні навантаження бувають епізодичними. Характерно для виробництв з відносною сталістю мас вантажів	Часті пуски і гальмування з дуже рідкісним виходом на сталий режим. Великі величини вантажів. Характерно для виробництв з високою інтенсивністю роботи і обмеженими площами обслуговування.

Таблиця 2.4

Характеристика механізмів вантажопідіймальних машин по групах режиму роботи

Група режиму роботи механізму	Характеристика режиму	Механізми
1	2	3
1М 2М 3М	Робота з великими перервами, рідкісна робота з вантажем номінальної маси, з малими швидкостями і малим числом включень (до 60 в годину) апаратури керування і електродвигунів з урахуванням розгонів до неповної швидкості, з малою відносністю тривалістю включення	Допоміжного призначення; механізми підйому і пересування ремонтних кранів і кранів, що працюють в машинних залах; механізми пересування будівельних кранів, перевантажувальних мостів і башт кабельних кранів; лебідки протиугінних захоплень і рідко працюючі механізми.

Продовження таблиці 2.4

1	2	3
4М	Робота з вантажами різної маси, з середніми швидкостями, середнім числом включень (до 120 в годину), середньої тривалості ввімкнення	Підйому і пересування кранів механічних і складальних цехів заводів зі средньосерійним виробництвом, кранів ремонтно-механічних цехів, механізми повороту будівельних кранів, електроталі, механізми монтажних кранів на будівництві
5М	Постійна робота з вантажами, маса яких близька до номінальної з високими швидкостями, великим числом включень (до 240 в годину), високою тривалістю ввімкнення	Технологічних кранів цехів і складів на заводах з крупносерійним виробництвом, кранів ливарних цехів і механізми підйому будівельних кранів
6М	Постійна робота з вантажами номінальної маси, з високими швидкостями, великим числом включень (до 600 в годину), високою тривалістю ввімкнення	Технологічних кранів металургійного виробництва, механізми підйому і пересування візків рудних і вугільних перевантажувачів, механізми грейферних, магнітних і складських кранів металургійних заводів

Клас використання відображає інтенсивність використання крана і характеризується числом циклів роботи в період його експлуатації (таб. 2.2). Клас навантаження визначають відношенням середньої маси переміщуваних краном вантажів за термін його служби.

Маса вантажозахватного пристрою (грейфера, підйомного електромагніту, та ін.) включена в значення маси переміщуваного краном вантажу. Клас навантаження відображає вплив навантаження на стійкість елементів конструкції крана та характеризується коефіцієнтом навантаження [1].

Металоконструкції вантажопідйомних машин виготовляють із сталевих листів, фасонного прокату, труб, гнутих і штампованих профілів, при цьому використовуються як профілі універсального призначення, так і спеціально виготовлені для галузі підйомно-транспортного машинобудування, як наприклад, таврові і двотаврові профілі для шляхів підвісних рейкових шляхів [1]. Кутникові профілі і труби широко використовують в якості елементів, що працюють на розтяг і стиск, швелери і двотаври застосовують в якості елементів, що сприймають переважно згинальні навантаження.

Для зварних конструкцій зазвичай застосовують вуглецеву сталь звичайної якості групи В. Основною маркою сталі є ВСтЗ, що володіє досить високими механічними (міцність, ударна в'язкість) і технологічними (зварюваність) властивостями.

Несучі елементи металоконструкцій виготовляють з спокійної або напівспокійної сталі, а для допоміжних елементів використовують киплячу або напівспокійну сталь. Поряд зі сталлю марки СтЗ застосовують сталь марки М16С, що містить менше шкідливих домішок (фосфору, сірки). Для конструкцій, виготовлених з трубчастих елементів, застосовують сталі марок 10 і 20.

Крім вуглецевих сталей для виготовлення відповідальних елементів застосовують також низьколеговані сталі, що володіють більш високими значеннями границі текучості та менш схильні до крихкого руйнування при знижених температурах, що володіють стійкістю проти корозії. Так в умовах агресивного середовищ рекомендується застосовувати сталі з добавкою міді, що підвищує їх корозійну стійкість.

Найбільшого поширення мають низьколеговані сталі марок 09Г2, 1СХСНД, 15ХСНД, 14Г2АФ, 14Г2АФД. З легованих сталей підвищеної міцності застосовують сталі 16Г2АФ, 18Г2АФ і 18Г2АФД.

2.2. Дефекти металоконструкцій, що виникають під час експлуатації кранів мостового типу

Крани мостового типу використовуються в різних виробничих процесах для транспортування сировини, напівфабрикатів і готової продукції. Надійність їх функціонування безпосередньо впливає на ефективність виробництва в цілому. У зв'язку з цим, при їх проектуванні закладається четвертий клас надійності [62]. При експлуатації кранових механізмів близько 80% їх поломок відбувається в результаті дій динамічних навантажень на його елементи [63], які виникають в результаті зміни навантажень електроприводів кранових механізмів і проявляються у вигляді перехідних процесів в їх механічних підсистемах, які мають пружну піддатливість.

Що року ситуація з парком мостових кранів в Україні погіршується. За останніми даними 84% вантажопідіймальних кранів відпрацювали свій нормативний експлуатаційний строк [64]. Тому виробники сучасних підйомно-транспортних машин прагнуть покращити їхні експлуатаційні показники. Із всіх кранів на рейковому ході найбільш піддатливі динамічним навантаженням крани мостового типу [63], які мають велику швидкість переміщення та масивну металоконструкцію. Проведений аналіз роботи кранів показав [65], що фактична навантаженість кранової металоконструкції набагато вище очікуваної при проектуванні, про що свідчать дефекти, що з'являються після 2 – 4х років експлуатації. Оскільки велика частина кранів експлуатується при режимах роботи нижче розрахункових [66], навантаження від робочих циклів не можуть бути причиною настільки ранньої появи дефектів у вигляді тріщин. Навантаженість додатковими циклами вимагає подальшого вивчення і розробки технічних рішень, спрямованих на зниження її рівня, що дозволить збільшити довговічність і надійність кранів.

При роботі механізму переміщення мостового крана на його силові елементи діють динамічні навантаження зумовлені взаємодією механізмів привода, металоконструкції, розгойдуванням вантажу, перекосу моста, вібрацій металоконструкцій і залежать від положення візка, маси вантажу, довжини гнучкого підвісу та від самих конструктивних параметрів крана. Це призводить до виникнення тріщини в металоконструкції [67-72], а саме тріщини металоконструкції опорних балок стяжки в місцях закінчення косинки (рис. 2.6 а), тріщини по зварних швах у фланцевому з'єднанні стяжки з ходовою візком (рис. 2.6 б), тріщини по зварних швах приварки косинок у вузлах кріплення опор крана до прогінної конструкції (рис. 2.7 а), тріщина по зварному шву в буксовій зоні (рис. 2.7 б).

Також виникають тріщини [73] у зварних швах з'єднання вертикальної стінки з нижнім поясом в зоні зміни висоти поперечного перерізу балки, в криволінійній частині переходу від меншого перетину до більшого. Дуже часто тріщини зі зварного шва поширюються на основну металеву конструкцію. Формуються тріщини в кутах вирізів, вражаючи потім основний метал стінки, також є осередком руйнування шва в криволінійної частини балки. У кінцевих балках тріщини починаються від кута вирізу і поширюються на зварений шов кріплення підсилюючої коробки.

На деяких кранах малої вантажопідйомності виріз в нижній частині балки окантовують кільцем, у цих вирізах відбувається руйнування кільця по основному металу або виникають тріщини в зварних швах з'єднання кільця з нижнім поясом. У кутах вирізів нижнього поясу і торцевого листа балки також виникають тріщини. Руйнування ребр жорсткості, що підкріплюють стінку зазвичай починається з тріщини в місцях приварки кромки ребра до поясу, потім тріщина поширюється на зварений шов з'єднання стінки з поясом і на основний метал.

а б

Рисунок 2.6 – Дефекти металоконструкцій крана мостового типу:
а) тріщини металоконструкції опорних балок стяжки в місцях закінчення косинки; б) тріщини по зварних швах у фланцевому з'єднанні стяжки з ходовим візком

а б

Рисунок 1.7 – Дефекти металоконструкцій крана мостового типу: а) тріщини по зварних швах приварки косинок у вузлах кріплення опор крана до прогінної конструкції; б) тріщина по зварному шву в буксової зоні

Слід відмітити, що під час виникнення динамічних навантажень у металоконструкціях, збільшується витрата електроенергії, за рахунок додаткових затрат потужності електропривода на подолання коливальних

процесів, переміщення крана по нерівностях підкранового шляху та наїзд на кінцеві упори. Також відбувається зношування приводних механізмів та зменшується надійність крана. В результаті ці негативні фактори тягнуть за собою додаткові матеріальні витрати на ремонт та за рахунок простоїв виробничих процесів.

2.3. Огляд досліджень динаміки переміщення вантажу краном мостового типу

На сьогоднішній день проведена значна кількість досліджень динаміки переміщення вантажів кранами мостового типу. Більшість робіт пов’язані з аналізом динамічних навантажень, що діють на металоконструкції, які виникають від коливань вантажу, перекосу моста, руху крану по нерівностях підкранових шляхів та наїзду крана на буферні пристрої.

В роботі [74] розглянуто закономірність процесу коливання вантажу на гнучкому підвісі на основі двомасової динамічної системи візок-вантаж із врахуванням впливу початкових умов на можливі значення динамічних навантажень. Автори роботи [75] встановили параметри буферного пристрою пружинно-кулькового типу та провели оцінку впливу цих параметрів на динамічні навантаження в металоконструкції мостових кранів. Запропонована методика розрахунку динамічних навантажень при наїзді крана на буферний пристрій пружинно-кулькового типу.

Для проведення динамічного аналізу [76] використовували тримасову динамічну та математичну модель мостового крана, в якій враховано поперечне зміщення і поворот в горизонтальній площині мостового крана в межах зазорів між ребордами коліс і рейками підкранової колії та пружного ковзання коліс, що обертаються відносно рейок.

Для моделювання циклічного навантаження крана [77] розглядались залежності згинальних моментів для розрахунку напружень в небезпечних

площинах перерізу металоконструкцій в технологічному циклі роботи крана мостового типу в періоди його неусталеного руху.

В роботі [78] пропонується визначення коефіцієнта тертя кочення, з урахуванням загальноприйнятих механічних характеристик матеріалу, а також геометричних параметрів колеса і рейки, що дає змогу уточнити значення часу пуску привода пересування мостового крана і коефіцієнта зчеплення ходових коліс з рейкою.

Для зменшення ударного зусилля при наїзді краном на пневмогідравлічний буферний пристрій [79] проводили експериментальні динамічні випробування [80]. Досліджували і напружено-деформований стан балки мостового крана [81] з використанням методу кінцевих елементів. Розроблена методика і алгоритм автоматизованого розрахунку мостових кранів, в який входить поетапний розрахунок механізму підйому, переміщення візка і крана а також, металоконструкції на міцність, жорсткість та стійкість.

Проводили аналіз впливу механізму переміщення мостового крана на ресурс металоконструкції [82], шляхом статистичної обробки експертних висновків за 132 мостовими кранами технічного діагностування та паспортів магнітного контролю металоконструкцій мостових кранів. В результаті проведеної роботи встановлено, що основними елементами, що лімітують строк роботи крана через свій швидкий знос, є кінцеві балки та механізми пересування мостових кранів. Також до 89 % має зношування реборд ходових коліс, 48 % тріщини у зварних з’єднаннях головної та кінцевої балок, 63 % – тріщини в місцях кріплення надбуксової пластини із вертикальними листами кінцевої балки, як із зовнішньої, так і з внутрішньої сторони.

В роботі [83] розглянуто методику моделювання циклічного навантаження крана мостового типу, автори запропонували визначити найбільші та найменші напруження при розрахунку напружено-

деформованого стану конструкції і при розрахунку втомних характеристик зварних швів для кожного типового технологічного циклу.

Авторами роботи [84] запропоновано методику оцінки залишкового ресурсу крана з урахуванням додаткових циклів навантаження, які виникають при наїзді крана на нерівності підкранового шляху, зазорах в стиках та перепадах по висоті, що призводять до коливання кранового моста. Вони розробили програму «Колебания», яка дає змогу в автоматизованому режимі визначати коефіцієнт жорсткості моста крана, силу, що викликає коливання, частоту та період коливання моста крана. Також розроблена програма «Ресурс», яка дозволяє визначити залишковий ресурс крана з урахуванням додаткових циклів навантаження.

В роботі [85] запропонований метод «некласичного» фазового портрету для перехідного режиму руху кранового візка з вантажем на гнучкому підвісі при різноманітних параметрах на природній механічній характеристиці приводного двигуна. Даний метод можна розповсюдити й на інші фазові координати системи для вивчення особливостей перехідних процесів у нелінійних динамічних системах, котрим притаманні залежності силових характеристик системи від кінематичних (прискорень вищих порядків) та динамічних характеристик.

Проводили динамічний аналіз процесу розгону візка на природній характеристиці двигуна [86] з використанням двомасової динамічної моделі системи «візок-вантаж» де момент двигуна змінювався за рівнянням Клосса, а аналіз проводився за допомогою чисельного інтегрування рівнянь його руху.

На підприємстві Криворіжелектромонтаж [87] досліджували привід моста крана при роботі противмиканням, при цьому знімали рівень вібрації на вихідному валу редуктора та статорний струм однієї з фаз. Встановлено що для режиму роботи, при якому опір резисторів в роторі становить 15% і повністю введених резисторах, при зміні напрямку руху крана збільшує амплітуду вібрацій в редукторі по відношенню до допустимих в 40 разів. В

роботі запропонований пристрій, що дає змогу унеможливити негативні фактори.

В Донецькому національному технічному університеті спільно з Магдебурзьким університетом ім. Отто фон Геріке [88] досліджували поперечні коливання моста при його переміщенні з різними положеннями візка, як системи з розподіленими параметрами з використанням пакета Comsol Multiphysics та з використанням тримасової динамічної моделі.

В Сибірському федеральному університеті [89] на основі рівняння Лагранжа другого роду побудували математичну модель коливань балки зі змінною масою і навантаженням. Дослідники отримали зміну прогину балки в певні моменти часу. Для розв’язку рівняння використовувався чисельний метод.

Автори роботи [65] займалися проблемою оцінки технічного стану металоконструкцій кранів мостового типу. Вони запропонували математичну модель для дослідження параметрів коливань прогонових балок для різних положень візка та для ділянок прогонової балки по довжині прогону. В диференціальному рівнянні руху враховувався ударний імпульс.

Для дослідження динаміки руху крана використовували тримасову динамічну модель [90] та прийняті припущення, що гнучка підвіска вантажу замінена пружним зв'язком з умовною горизонтальною жорсткістю та не враховали зазори в приводі. Сила опору пересуванню крана прийнята постійною, з'єднання головних і кінцевих балок розглядається як шарнірне, рушійне зусилля привода прийняте постійним та відсутнє буксування коліс. Для розрахунку процесу розгону крана проводився розрахунок з використанням чисельного методу Рунге-Кутта.

Автори роботи [91] запропонували методику моделювання процесу розгону мостових кранів в середовищі COSMOS Motion, враховуючи залежність приводного моменту двигуна від частоти обертання валу та матеріал поверхні тертя. Для розрахунку раціональної гальмівної характеристики механізму переміщення крана використовувався метод

крутого сходження. У якості узагальненого критерію оптимізації використовували узагальнену функцію бажаності Харрінгтона. Запропонований метод дав змогу зменшити динамічні навантаження на конструкцію крана за рахунок розрахованих оптимальних гальмівних характеристик механізмів.

В роботі [92] займались проблемами, що характерні для динаміки механізму переміщення крана, використавши семимасову динамічну модель та цифрову схему (пакет MATLAB/Simulink) механізму переміщення мостового крана, в результаті чого отримали графіки перехідних процесів пружної сили в повздовжній та поперечній балках, а також графіки швидкостей коліс, зміни відносних переміщень вантажу і сторін крана. В роботі замінили гнучкий підвіс на жорсткий, також при досліджені динаміки моста використовувалась зовнішня сила прикладена до ведучих коліс, та не враховували динамічні характеристики електропривода механізму переміщення. При дослідженні динамічної моделі мостового крана без поперечного зміщення встановлено, що виникають механічні коливання при прикладенні рушійного зусилля, в яких спостерігаються три частоти взаємодії.

Для дослідження ударних навантажень при русі по рейковому шляху визначили функції динамічної сили в буксах кранових коліс і основних металоконструкціях моста крана [93], використавши при цьому восьмимасову динамічну модель крана та рівняння Лагранжа другого роду. В моделі враховано жорсткість канату, моста крана та підшипників букс кранових коліс. Для подальших досліджень запропонували розробити більш точну модель переміщення крана через стик рейкового шляху, з урахуванням жорсткості рейки і умов удару кранового колеса об рейки. Для дослідження пружних коливань мостової балки крана в пакеті COMSOL MULTIPHYSICS [94] розроблено модель крана, що дозволяє проводити дослідження пружних коливань металоконструкції при різних положеннях візка і дії різних сил.

Моделювання проводилось з урахуванням сил внутрішнього в'язкого тертя та показало, що коливання мають плавно затухаючий характер.

В Сілезькому технологічному університеті [95] досліджували вібрації мостового крану за допомогою бездротової вимірювальної системи, в якій використали датчики Phidget 1056 і аналогово-цифровий перетворювач μDAQ-lite.

Автори роботи [96] проводили динамічний аналіз для портального крана. Для побудови математичної моделі використовувався метод кінцевих елементів. В роботі розглядались одно, дво- та тримасова динамічні моделі.

Для дослідження динаміки механізму підйому [97] запропоновано обладнання, яке дає змогу вимірювати прискорення і переміщення центра мас балки крана та маси вантажу, а також напруження в мостовій балці крана з використанням обладнання фірми PHIDGET з подальшим збором даних на комп'ютер.

Для зниження рівня максимальних динамічних навантажень мостових кранів при частотно-регульованому пуску [98] запропоновано зменшувати крок зміни частоти, а час роботи частотного перетворювача в процесі пуску має бути максимально можливим, якщо плавність перехідного процесу важливіша, за продуктивність. Запропоновано розганяти кран до швидкості менше номінальної при зменшеному діапазоні регулювання частоти напруги статора (0 ... 35 Гц).

Автори роботи [99] запропонували методику визначення навантажень, що діють на несучу металоконструкцію козлових кранів, які виникають від перекосу опор крана.

В роботі [100] проведено аналіз впливу процесу гальмування козлового крана на напружений стан його металоконструкції. Розглянуто процес гальмування крана при контакті реборд коліс з рейкою. Для визначення зміни навантажень в залежності від нерівномірності гальмівних моментів проведено моделювання процесу гальмування козлового крана КК-12,5-32. Найбільш напруженими вузлами металоконструкції є місця закріплення опор

з кран - балкою. Нерівномірність гальмівних моментів, при яких напруження в металоконструкції не перевищують допустимих значень, для кранів з лінійним розташуванням приводів становить 39,8%, з діагональним - 37,1%.

В роботі [101] запропоновано математичну та імітаційну моделі руху в горизонтальній площині електроприводу з чотирма двигунами переміщення мостового крана, які враховують: пружності приводних валів, головної і кінцевих балок, кути установочного перекосу коліс, взаємодію чотирьох циліндричних дворебордних коліс з рейками.

В роботі [102] розроблено динамічну модель підйому вантажу мостовим краном з урахуванням динамічних властивостей підкранової конструкції. Розрахунковим шляхом отримані значення динамічних параметрів типових підкранових конструкцій. У порівнянні з результатами розрахунку за типовими моделям [103-105] максимальні динамічні зусилля в металоконструкції мостового крана, обчислені з урахуванням впливу підкранової конструкції, на 15 ... 20% нижчі. Такі результати відповідають експериментальним даним [5, 105]. При проектному розрахунку металоконструкції мостового крана можна не враховувати динамічні властивості підкранової колії. Однак при дослідженні довговічності металоконструкції при наявності зростаючої втомності тріщини необхідна більш точна оцінка динамічної навантаженості з використанням розробленої моделі.

В роботі [106] запропонували математичне моделювання поперечних коливань складеної металоконструкції мостового крана та розробили математичну модель і алгоритм розрахунку вільних і вимушених коливань. Результати визначених частот і форм вільних та амплітуд вимушених коливань мостової конструкції свідчать про істотний вплив на характеристики динамічних процесів не лише пружно-інерційних параметрів механічної системи, а й положення каретки з підіймальним механізмом на мості крана.

2.4. Заходи направлені на покращення динамічних параметрів під час переміщення вантажів краном мостового типу

Для уникання перекосу ходових коліс застосовуються лазерні и теодолітні установки при монтажі і ремонті кранів [107], а також при прокладанні підкранових шляхів для збільшення точності, розробляють нові конструкції вузлів і елементи ходової частини кранів, збільшують зносостійкість в колісно-рейкових трибосистемах та гальмівних механізмах [108] для підвищення довговічності контактуючих елементів. Також застосовують оптимальне керування для поліпшення динамічних характеристик кранів і гасіння розгойдувань вантажу. Кранові механізми мають великий момент інерції, тому, щоб уникнути підвищених динамічних навантажень на металоконструкції і механізми електропривод повинен обмежувати прискорення [109, 110] при пуску і гальмуванні.

Для покращення надійності кранів в роботі [111] запропонували використовувати систему змащування контакту реборд коліс з рейками підкранового шляху, а також розробили конструкцію енергозберігаючої муфти-гальма, обмежувача вантажопідйомності крана та нові профілі балок, що дало можливість зменшити металоємність крана на 5 - 10%.

В роботі [112] запропонували оптимізувати перехідний процес пуску двигуна механізму горизонтального переміщення, керуючи привідним моментом двигуна таким чином, що забезпечується мінімальний час розгону та після досягнення усталеної швидкості усуваються залишкові коливання вантажу.

Для гасіння пружних коливань як у лінійній моделі, так і в моделі з розподіленими параметрами автори роботи [113] запропонували модальний регулятор. Для досліджень використовувалась спрощена двомасова динамічна модель, в якій було прийнято, що візок нерухомо закріплений в середині балки. Спрощена модель дає змогу синтезувати регулятор стану для ефективного гасіння коливань конструкції моста в напрямку його руху. Для

дослідження раціональних експлуатаційних режимів вертикального переміщення мостового крана в роботі [114] запропоновано використовувати електро-механічну систему на базі мікроконтролера, контролюючи темп наростанняя динамічних навантажень при заданій продуктивності. Для досліджень механічної системи використовувалась двомасова динамічна модель.

В Одеському національному політехнічному університеті сумісно з Міжрегіональною академією управління [115] досліджували динамічні навантаження в елементах мостового крана для підвищення його продуктивності, при умові, що вантаж до кінця перехідного процесу не розгойдується, а час перехідного процесу мінімальний при оптимальному релейному керуванні електроприводом. Використовували тримасову динамічну модель, на основі якої встановили, що тривалість перехідного процесу має бути кратним періоду коливання механізму переміщення. З метою обмеження динамічних навантажень в елементах кінематики запропоновано спосіб оптимального керування електроприводом механізму переміщення з підвішеним вантажем та рекомендації щодо здійснення перемикань керуючого впливу.

В Донбаській машинобудівній академії [116] запропоновано використовувати хвильову ланцюгову передачу в якості динамічного гасника коливань металоконструкцій мостових кранів, яка дає змогу знизити коефіцієнт динамічності на 15 - 20%, а термін служби головної балки збільшити на 5000 - 5300 годин, що при 300 робочих днях у рік і сумарному часі роботи крана за рік 1200 годин дає продовження терміну служби металоконструкції на 4 - 4,5 років.

Для зменшення динамічних навантажень у роботах [117, 118] запропоновано використовувати гумові кільця для ходових коліс візка крана мостового типу. Ними проведений теоретичний та експериментальний динамічний аналіз при пересуванні вантажного візка. Теоретичні

дослідження дали змогу точно визначати зусилля в пружних зв’язках, частоту коливань і амплітуду при пересуванні ходових кранових коліс.

Автори роботи [119] поєднали нелінійне прогнозування контролю моделі з оцінкою горизонтального переміщення для оптимального керування мостовим краном. Реалізація в реальному часі такого комбінованого оптимального керування при оцінці за часом виконання набагато нижче часу вибірки. Цей метод був реалізований за рахунок використання інструменту автоматичного генерування коду ACADO Code Generation Tool.

Для керування краном мостового типу автори роботи [120] застосували адаптивний ковзний режим нечіткої логіки. Їхня система лінеаризації перетворює двовимірну систему в дві незалежні системи, які мають однакову динамічну модель та включають в себе підсистему позиціонування та підсистему анти коливання.

В роботі [121] розглядали можливість визначення оптимального значення гальмівного моменту методом багатофакторного аналізу динаміки вантажопідіймальних кранів, для цього використали математичну модель чотиримасової динамічної моделі крана. Для розрахунків автори використали узагальнену функцію бажаності Харрінгтона.

Автори роботи [122] розробили систему керування взаємопов'язаним електроприводом пересування мостового крана з використанням генетичних алгоритмів, що дало можливість забезпечити пересування мостового крана без взаємодії реборд коліс з рейками. За допомогою генетичних алгоритмів здійснені налаштування регулятора загального зворотного зв'язку і ідентифікація кутів установочного перекосу коліс. Також запропоновали математичну модель, яка включає в себе процеси в електричних і механічних вузлах приводу і механізму з урахуванням особливостей електропривода з чотирьома двигунами.

В роботі [123] проводили дослідження динаміки руху мостового крана з використанням контролера нечіткої логіки на основі тривимірної імітаційної моделі. Моделювання процесу виконувалося за допомогою

графічного середовища імітаційного моделювання MatLAB-SIMULINK з різною кількістю функцій приналежності. Дослідження виконувалися при одночасній роботі механізмів переміщення моста крана і візка, при умові, що пуск візка відбувається через 4 с після запуску привода мостової балки крану. Використання контролера нечіткої логіки у якості керуючого пристрою зводить до мінімуму коливання вантажу під час переміщення крана.

В роботі [124] розроблена математична і імітаційна моделі взаємозв'язаного асинхронного приводу з чотирма двигунами переміщення мостового крана з урахуванням настановних кутів перекосу коліс і запропонованою загальною системою керування. Моделювання проводили за допомогою графічного середовища імітаційного моделювання MatLAB. Автори запропоновали систему керування електроприводом переміщення мостового крана на основі векторного керування кожного асинхронного двигуна та регулятора зворотнього зв’язку, який виробляє сигнали корекції кутових швидкостей індивідуальних електроприводів в залежності від навантажень, що виникають при русі частин моста.

Автори роботи [125] запропонували оптимізацію руху крана мостового типу за методом покоординатного спуску. Суть методу полягає в почерговій зміні положень вузлів інтерполяції на певний крок від початкового положення, моделюванні переміщення вантажу і порівняння кінцевого відхилення вантажу від вертикалі. Варіант, при якому відхилення вантажу є мінімальним, приймається за раціональний. Такий закон керування практично виключає залишкові коливання вантажу після зупинки візка. Також авторами запропонована функціональна схема керування візком для реалізації керуючого впливу, яка складається з мікропроцесора, частотного перетворювача, датчиків швидкості візка та довжини канату.

В роботі [126] розглядалась оптимізація керування електроприводами контейнерного перевантажувача при спільній роботі механізму горизонтального переміщення в поєднанні з роботою електроприводів підтягуючих тросів для демпфування коливань вантажу. Для оптимізації

застосований спостерігач механізму пересування з підтягуючими тросами та керування швидкостями ідеального холостого ходу електроприводів цього механізму. Також запропонована функціональна схема системи керування механізмом горизонтального переміщення.

Автори роботи [127] досліджували витрати енергії частотно-регульованого приводу для механізму пересування візка мостового крану. Визначили закономірність зміни співвідношення витрат енергії за робочий цикл механізму пересування при частотно-регульованому приводі і двигуні з фазним ротором в залежності від тривалості пуско-гальмівних режимів і етапу рівномірного ходу при різних способах гальмування.

В роботі [128] запропонували застосовувати систему обмеження перекосу моста на основі порівняння переміщень опор моста та запропонували її структурну схему.

В роботі [129] запропоновано використовувати пристрої плавного пуску і гальмування асинхронних електродвигунів з короткозамкненим ротором в електроприводах кранових механізмів переміщення та структуру силової схеми імпульсного регулятора напруги з функцією квазічастотного керування асинхронного електродвигуна. Автори роботи [130] для системи керування краном запропонували використовувати фазі регулятор. Моделювання показало, що під час переміщення крана на усталеній швидкості коливання вантажу відсутнє.

В роботі [131] запропонували систему керування розділеного привода механізму переміщення крана, що забезпечує рух з мінімальними динамічними навантаженнями без контактів і зіткнень реборд ходових коліс з рейками підкранової колії.

Також досліджувався розділений частотно-регульований привід механізму переміщення [132] у напрямку зменшення динамічних навантажень шляхом усунення перекосу крана. Запропоновано синхронну роботу механізму переміщення крану з використанням зворотнього зв’язку за пройденим шляхом в поєднанні із зв’язок між блоками керування частотних

перетворювачів для формування більш точного керуючого сигналу завдань на електроприводи переміщення крана. Для зменшення динамічних навантажень на металоконструкцію крана під час гальмування крана в роботі [133] запропонували використовувати комбіноване гальмування, розділивши його на етапи електродинамічного гальмування та гальмування механічними гальмами. В результаті динамічні навантаження на металоконструкцію зменшились в 2,27 рази, а амплітуда відхилення вантажу від горизонталі в 2,25 рази. Одним із способів ефективного зниження динамічних навантажень механізму пересування кранів вважається застосування систем синхронізації [134, 135]. Системи корекції формують сигнал прямо пропорційний величині перекосу, і використовують його для прискорення відстаючого і гальмування випереджаючого приводів. При цьому синхронізація переміщень опор моста крана відбувається безперервно у всіх режимах роботи [29], що дозволяє значно обмежити неузгодженість переміщень опор моста крана і перекіс ферми моста.

В роботі [136] досліджено вплив задатчиків інтенсивності на системи обмеження перекосу моста за допомогою пакету програм Matlab. За результатами роботи моделі з системою обмеження перекосу при роботі з постійною уставкою задатчика інтенсивності значення не узгодженостей опор виявилися трохи менше тільки при переміщенні вантажу, що не перевищує половини вантажопідйомності крана. При переміщенні вантажу більшого, ніж половина вантажопідйомності крана в системі зі змінною уставкою задатчика інтенсивності отримані менші значення перекосу. Також робота систем не залежить від вантажопідйомності крана і довжини прольоту моста.

В роботі [137] запропоновано спосіб обмеження перекосу і поперечного зміщення мостового крана з метою підвищення терміну служби коліс і підкранових рейок, структурну схему системи керування та опис електромеханічної моделі крана. Запропонована система керування дозволяє обмежити навантаження на ходову частину мостового крана шляхом повного

виключення контакту реборд з рейками. Корекція виконується як по перекосу, так і по поперечному зсуву. При цьому також враховується напрямок руху крана, що дозволяє забезпечити коригування положення крана в усіх режимах роботи.

Автори роботи [138] запропонували систему керування краном з використанням нечіткої логіки, яка дозволяє формувати характеристики крутного моменту, мінімізуючи перевантаження в перехідних режимах, досягаючи рівних характеристик кутових швидкостей двигуна.

В роботі [139] встановлені швидкісні режими залежно динамічних режимів електроприводів вантажопідйомних механізмів від маси вантажів. Запропоновано використовувати силові частотні перетворювачі і інформацію, що отримується з колійних датчиків і тензодатчиків. Автор роботи [140] провів оптимізацію механічної характеристики електропривода в режимі динамічного гальмування. Алгоритм оптимізації механічної характеристики базувався на методах теорії планування експерименту (крутого сходження і планування другого порядку). В якості критерію оптимізації використана узагальнена функція бажаності, що містить : максимальні динамічні навантаження, що діють на металоконструкцію крана, час гальмування і максимальну амплітуду розгойдування вантажу після зупинки крана. Гальмування крана за знайденою оптимальною характеристикою дозволило знизити максимальні навантаження на його металоконструкцію більш ніж на 20%, а амплітуду розгойдування вантажу після зупинки крану - в чотири рази в порівнянні з гальмуванням колодковим гальмом або противмиканням.

В роботі [141], використовуючи узагальнену модель розрахунку навантажень механізмів вантажопідйомних машин В.І. Брауде – М.С. Тер-Мхітарова [5], обґрунтували динамічну оптимізацію режимів пуску за критерієм мінімальної питомої потужності для різних законів зміни у часі амплітуди й частоти вимушеної сили.

В роботі [142] запропонований енергосиловий критерій оптимізації режимів руху мостових кранів у процесах їхнього пуску та гальмування. Встановлені основні кінематичні та динамічні характеристики такого руху, які залежать від співвідношення тривалості перехідного процесу (пуску чи гальмування) до періоду коливань кранової системи, що відповідає частоті власних маятникових коливань вантажу відносно крана за період розгону/гальмування.

В роботі [143] проводили експериментальні дослідження динаміки руху мостового крана при некерованому режимі руху та за оптимальними діаграмами зміни швидкості. Реалізація оптимальних законів руху крана виконана за допомогою цифрової системи керування частотним перетворювачем. Встановлено, що реалізація оптимальних законів руху дозволяє знизити коливання кранового моста, усунути коливання вантажу та підвищити енергоефективність роботи крана. В дослідженні [144] проаналізовано початкові та кінцеві умови руху мостового крана, змодельована чотиримасовою розрахунковою схемою, для якої встановлені умови руху крана, за якими коливання елементів конструкції крана та вантажу на гнучкому підвісі усуваються до кінця перехідного режиму руху.

Висновки до другого розділу

В результаті виконаного огляду літературних джерел можна зробити наступні висновки:

1. Проведений попередній аналіз конструкцій кранів мостового типу та їх експлуатаційних режимів роботи дозволив виявити їхні недоліки;
2. Проведений аналіз характерних дефектів металоконструкцій, які виникають під час експлуатації кранів мостового типу показав, що основною причиною їхнього виникнення є дія динамічних навантажень.
3. Для дослідження динаміки переміщення вантажу краном мостового типу використовувалися дво-, три-, чотири, семи та восьмимасові динамічні та їх математичні моделі, однак відсутні рекомендації до їхнього використання;
4. Динамічні навантаження, які діють у металоконструкціях кранів мостового типу, в основному виникають за рахунок перекосу мостової конструкції крана, тертя між ребордами ходових коліс кранових механізмів, противмиканням електроприводів, розгойдуванням вантажу, руху крану по нерівностях підкранових шляхів та наїзді крана на буферні пристрої.
5. Для покращення динамічних параметрів кранів мостового типу під час переміщення вантажу автори наукових робіт пропонують конструкційні рішення та рішення, які направлені на керування електроприводом, що забезпечують зменшення динамічних навантажень однак мало вивчені питання оптимізації режимів переміщення кранів мостового типу.
6. Дослідженням, які направлені на виявлення динамічних навантажень, що виникають у металоконструкціях під час переміщення кранів мостового типу вивчені не достатньо і їм присвячено мало уваги.

РОЗДІЛ 3
ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМИ „МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ – ВАНТАЖ – ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ”

3.1. Динамічна модель системи

Для того, щоб визначити найбільші навантаження у елементах системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб” необхідно провести її динамічний аналіз. Для цього необхідно прийняти певну динамічну модель системи та відповідну їй математичну. Математична модель є системою диференціальних рівнянь, розв’язуючи які, отримують функції зміни зусиль у елементах механізма підйому вантажу та у підвісці транспортного засобу. Аналіз знайдених функцій, які описують зміну зусиль у часі, дає змогу встановити основні фактори, що впливають на їх виникнення. Змінюючи ці фактори можна цілеспрямовано зменшувати небажані динамічні навантаження у елементах механізма підйому вантажу, мості крана та у підвісці транспортного засобу, що дозволяє підвищити їх довговічність.

Першим етапом у процесі динамічного аналізу є побудова динамічної моделі системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб”. Для цього необхідно виділити найбільш суттєві фактори, які впливають на динаміку системи. При цьому повинні виконуватись дві головні вимоги [145]: динамічна модель має бути не дужа складною і адекватною реальній технічній системі. Вкажемо основні припущення, які були прийняті для побудови динамічної моделі досліджуваної системи:

1) всі елементи механізма підйому вантажу та транспортного засобу є абсолютно жорсткими тілами із зосередженими та незмінними масами, крім маси вантажу;
2) всі елементи системи рухаються (у тому числі здійснюють коливний рух) у вертикальній площині, тобто розглядається плоска задача;

3) зведена жорсткість вантажних канатів при підйомі та опусканні вантажу змінюється мало (прийнята постійною величиною);
4) вага каната не має суттєвого впливу на динаміку руху зведених мас, тому вагою канату нехтуємо;
5) момент опору механізма підйому вантажу спричинений тертям у механічних елементах приймається постійною величиною;
6) радіус канатного барабану при набіганні або збіганні каната приймається постійною величиною;
7) дія вітру та інших природних факторів не враховується (розглядається випадок виконання навантажувально-розвантажувальних процесів на транспортний засіб у приміщенні, наприклад у цеху).

Використавши вказані припущення, була розроблена динамічна модель системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб”, яка показана на рис 3.1 (всі величини зведені до канатів).

Таблиця 3.1 – Параметри динамічної моделі системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб”

Найменування динамічного параметру	Значення
Зведена жорсткість транспортного засобу $c_{тз}$, Н/м	$3{,}055 \cdot 10^6$
Зведена жорсткість вантажних канатів $c_к$, Н/м	$15{,}452 \cdot 10^6$
Зведена жорсткість кранового моста $c_м$, Н/м	$10{,}844 \cdot 10^6$
Зведений коефіцієнт дисипації підвіски транспортного засобу $b_{тз}$, Н·с/м	$10 \cdot 10^3$
Зведений коефіцієнт дисипації вантажних канатів $b_к$, Н·с/м	$25 \cdot 10^3$
Зведений коефіцієнт дисипації моста крана $b_м$, Н·с/м	$10 \cdot 10^3$
Зведена маса транспортного засобу $m_{тз}$, кг	7250
Зведена маса приводу механізма підйому вантажу $m_п$, кг	415520
Зведена маса кранового моста $m_м$, кг	19300

У таблиці 3.1 наведені чисельні значення параметрів динамічної моделі, які відповідають мостовому крану вантажопідйомністю 20 тон,

розрахунки якого виконані у роботі [10], та причепу МАЗ-938662 вантажопідйомністю до 23750 кг.

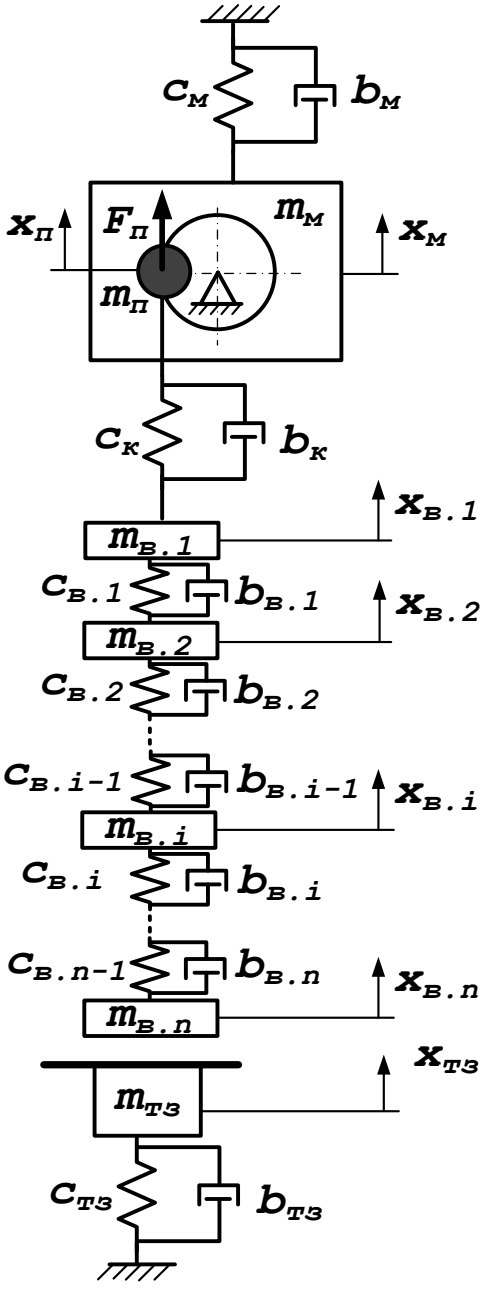


Рисунок 3.1 – Динамічна модель системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб”

На рис. 3.1 зроблені такі позначення: $c_{тз}$, $c_к$, $c_м$ – зведені коефіцієнти жорсткості транспортного засобу, вантажних канатів та моста крана відповідно; $c_{в.i}$ – i-тий зведений коефіцієнт жорсткості між масами вантажу $m_{в.i}$ та $m_{в.i+1}$, який характеризує пружні властивості матеріалу вантажу; $b_{тз}$, $b_к$, $b_м$ – зведені коефіцієнти дисипації транспортного засобу, вантажних канатів

та моста крана відповідно; $b_{в.i}$ – i-тий зведений коефіцієнт дисипації між масами вантажу $m_{в.i}$ та $m_{в.i+1}$, який характеризує дисипативні властивості матеріалу вантажу; $m_{тз}$, $m_{п}$, $m_{м}$ – зведені маси транспортного засобу, приводу механізма підйому вантажу та кранового моста відповідно; $m_{в.i}$ – i-та зведена маса, з сукупності яких складається маса вантажу; $x_{тз}$, $x_{п}$, $x_{м}$, $x_{в.i}$ – узагальнені координати відповідних мас; $F_{п}$ – зведене до барабана зусилля приводу механізма підйому вантажу.

Частина динамічної моделі (рис. 3.1), яка відображає рух зведених мас кранового моста та приводу відома. Вона використана у роботах В.Ф. Гайдамаки [7], Н.А. Лобова [5], Л.Я. Будікова [10] та інших дослідників. Однак, у даній роботі розглядається більш широка задача, яка включає аналіз динамічної дії вантажу на транспортний засіб. Крім того, більш детально моделюється вантаж. Це пов'язано з тим, що рух всього матеріалу для деяких, наприклад, сипких вантажів (зерна, мінеральних добрив тощо), які знаходяться у біг-бегах починається неодночасно. Тому вантаж моделюється у вигляді n зосереджених мас, які зв'язані n-1 пружно-в'язками зв'язками. При $c_{в.i} \to \infty$ $(i = \overline{(1,\ n)})$ модель, яка зображена на рис. 2.1, переходить у відому модель, яка розроблена у роботі [146].

Зазначимо, що з рис. 3.1 видно, що маса вантажу та транспортного засобу не взаємодіють між собою. Однак, як буде показано нижче, вказаний випадок відноситься до одного з етапів руху динамічної системи. Для інших етапів вантаж та транспортний засіб здійснюють динамічну дію один на одного.

3.2. Синтез математичної моделі системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб"

За обраною в розрахунках динамічною моделлю системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб" необхідно визначити її математичну модель. Синтез математичної моделі руху системи на основі

рівнянь Лагранжа другого роду [147] виконано у роботах [147, 148]. Не будемо наводити методику виведення рівнянь руху окремих мас системи, а лише вкажемо те, що вона є багатоетапною. Тобто на окремих етапах руху зведених мас системи змінюються диференціальні рівняння та крайові умови їх руху.

Перший етап підйому вантажу триває поки йде вибірка зазорів у механічних передачах та усувається слабина канатів, тобто рухається лише зведена маса приводу. Цей етап характеризується нульовими початковими умовами:

$$x_n(0) = \dot{x}_n(0) = 0. \tag{3.1}$$

На першому етапі зведене приводне зусилля долає силу інерції зведеної маси приводу та зведену силу тертя:

$$m_n \ddot{x}_n = F_n - W, \tag{3.2}$$

де W – зведена сила тертя, яка прийнята постійною величиною.

На другому етапі відбувається натяг каната до моменту коли зусилля натягу канату стане рівним вазі вантажу. На цьому етапі рухаються всі маси динамічної системи, включаючи окремі маси $m_{в.і}$. Оскільки вантаж знаходиться на транспортному засобі, то зведені маси вантажу та транспортного засобу рухаються одночасно. Однак, окремі маси $m_{в.і}$ рухаються не синхронно між собою:

$$\begin{cases} x_{в.і} \neq x_{в.і+1}; \\ x_{в.п} = x_{т.з.} \end{cases} \tag{3.3}$$

Число мас окремих $m_{в.і}$ (число n) у розрахунках вибрано рівним 100, 50, 40, 30, 20, 15, 10 та 5. При цьому також змінювались маси кожного елемента

$m_{в.i}$, однак їх сумарна маса була рівна зведеній масі всього вантажу $\sum_{i=1}^{n} m_{в.i} = m_в$.

Початкові умови руху зведених мас вантажу та моста записуються у такому вигляді:

$$\begin{cases} x_{в.i}(t_1) = x_{в.п}(t_1) - \sum_{j=1}^{i} c_{в.j}^{-1} \sum_{j=1}^{i} m_{в.j} g; \\ x_{в.п}(t_1) = x_{тз}(t_1) = -\dfrac{(m_в + m_{тз})g}{c_{тз}}; \\ \dot{x}_{в.i}(t_1) = 0,\ \dot{x}_м(t_1) = 0; \\ x_м(t_1) = -\dfrac{m_м g}{c_м}, \end{cases} \tag{3.4}$$

де t_1 – тривалість першого етапу. Кінцеві умови руху зведеної маси приводу для першого етапу є початковими умовами для другого.

Математична модель руху мас на другому етапі представляється у вигляді системи диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_п \ddot{x}_п + b_к(\dot{x}_п + \dot{x}_м - \dot{x}_{в.1}) + c_к((x_п - x_п(t_1)) + (x_м - x_м(t_1)) - (x_в - x_{в.1}(t_1))) = F_п - W; \\ m_м(\ddot{x}_м + g) + b_к(\dot{x}_п + \dot{x}_м - \dot{x}_{в.1}) + b_м \dot{x}_м + c_к((x_п - x_п(t_1)) + (x_м - x_м(t_1)) - \\ -(x_в - x_{в.1}(t_1))) + c_м x_м = 0; \\ m_{в.1}(\ddot{x}_{в.1} + g) - b_к(\dot{x}_п + \dot{x}_м - \dot{x}_{в.1}) - c_к((x_п - x_п(t_1)) + (x_м - x_м(t_1)) - \\ -(x_{в..1} - x_{в.1}(t_1))) = 0; \\ m_{в.i}(\ddot{x}_{в.i} + g) + c_{в.i}(x_{в.i} - x_{в.i+1}) + b_{в.i}(\dot{x}_{в.i} - \dot{x}_{в.i+1}) - c_{в.i-1}(x_{в.i-1} - x_{в.i}) - \\ -b_{в.i-1}(\dot{x}_{в.i-1} - \dot{x}_{в.i}) = 0, \quad i = \overline{(2,\ \ n-1)}; \\ (m_в + m_{тз})(\ddot{x}_{в.п} + g) - b_к(\dot{x}_п + \dot{x}_м - \dot{x}_{в.п}) - c_к((x_п - x_п(t_1)) + (x_м - x_м(t_1)) - \\ -(x_в - x_{в.п}(t_1))) + b_{тз}\dot{x}_{в.п} + c_{тз}x_{в.п} = 0. \end{cases} \tag{3.5}$$

Третє рівняння системи (3.5) відображає те, що на масу вантажу $m_{в.п}$ діє пружно-в’язке зусилля підвіски транспортного засобу. У системі рівнянь (3.5) присутні початкові умови руху вантажу, приводу, моста та інших мас, що необхідно для того, щоб у розрахунках забезпечити зміну величини зусилля натягу каната від нульового значення. Кінцем другого етапу

вважається момент відриву вантажу (маси $m_{в.п}$) від поверхні транспортного засобу.

На третьому етапі на масу $m_{в.п}$ вже не діє пружно-в'язке зусилля підвіски транспортного засобу. Початковими умовами для цього етапу є кінцеві умови для другого етапу. Рівняння руху, які описують рух всіх зведених мас динамічної системи на цьому етапі, представляються у такому вигляді:

$$\begin{cases} m_п\ddot{x}_п + b_к(\dot{x}_п + \dot{x}_м - \dot{x}_{в.1}) + c_к((x_п - x_п(t_1)) + (x_м - x_м(t_1)) - (x_в - x_{в.1}(t_1))) = F_п - W; \\ m_м(\ddot{x}_м + g) + b_к(\dot{x}_п + \dot{x}_м - \dot{x}_{в.1}) + b_м\dot{x}_м + c_к((x_п - x_п(t_1)) + (x_м - x_м(t_1)) - \\ -(x_в - x_{в.1}(t_1))) + c_м x_м = 0; \\ m_{в.1}(\ddot{x}_{в.1} + g) - b_к(\dot{x}_п + \dot{x}_м - \dot{x}_{в.1}) - c_к((x_п - x_п(t_1)) + (x_м - x_м(t_1)) - \\ -(x_в - x_{в.1}(t_1))) = 0; \\ m_{в.i}(\ddot{x}_{в.i} + g) + c_{в.i}(x_{в.i} - x_{в.i+1}) + b_{в.i}(\dot{x}_{в.i} - \dot{x}_{в.i+1}) - c_{в.i-1}(x_{в.i-1} - x_{в.i}) - \\ -b_{в.i-1}(\dot{x}_{в.i-1} - \dot{x}_{в.i}) = 0, \quad i = \overline{(2, \quad n)}; \\ m_{тз}(\ddot{x}_{тз} + g) + b_{тз}\dot{x}_{тз} + c_{тз}x_{тз} = 0. \end{cases} \tag{3.6}$$

На четвертому етапі руху динамічної системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб" відбувається вимикання електродвигуна і накладання гальм, яке відбувається стрибкоподібно [149].

Отримана багатоетапна математична модель буде використана для знаходження динамічних навантажень у елементах системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб".

Як і процес підйому, який складається з чотирьох етапів, опускання вантажу на транспортний засіб також умовно розділений на чотири етапи.

На першому етапі відбувається пуск двигуна і його робота зі швидкістю більшою за швидкість ідеального холостого ходу, оскільки зусилля від ваги вантажу збільшує швидкість зведеної маси приводу і двигун переходить у режим генератора. На першому етапі рух зведених мас приводу, кранового моста та мас вантажу $m_{в.i}$ описується системою диференціальних рівнянь (3.6) за включенням останнього рівняння. Початкові умови для першого етапу такі:

$$\begin{cases} x_{м}(0) = -\dfrac{(m_{в} + m_{м})g}{c_{м}}; \\ \dot{x}_{м}(0) = 0,\ \dot{x}_{в.i}(0) = 0,\ x_{п}(0),\ \dot{x}_{п}(0) = 0; \\ x_{в.1}(0) = x_{м}(0) - \dfrac{m_{в}g}{c_{к}};\ x_{в.i}(0) = x_{в.1}(0) - \sum\limits_{j=2}^{i} c_{в.j}^{-1} \sum\limits_{j=2}^{i} m_{в.j} g. \end{cases} \tag{3.7}$$

Кінцем першого етапу є момент часу, коли вантаж доторкнувся до поверхні транспортного засобу.

На другому етапі підвіска транспортного засобу поступово навантажується силою ваги вантажу, зусилля у канаті зменшується до нуля, а всі маси вантажу $m_{в.i}$ наближаються одна до одної. Всі зведені маси системи на цьому етапі рухаються.

Початковими умовами руху зведених мас вантажу, приводу та кранового моста для другого етапу є кінцеві умови для першого. Оскільки рух маси $m_{в.п}$ та транспортного засобу є синхронним, то для другого, третього та четвертого етапів справедливе друге рівняння (3.3). Математична модель цього етапу є системою диференціальних рівнянь (3.5).

Третій етап руху характеризується збіганням каната з барабану для створення його слабини та вільними коливаннями транспортного засобу з вантажем. Початковими умовами руху зведених мас для третього етапу є кінцеві умови для другого. Рух окремих зведених мас динамічної системи описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_{п}\ddot{x}_{п} = F_{п} - W; \\ m_{м}(\ddot{x}_{м} + g) + b_{м}\dot{x}_{м} + c_{м}x_{м} = 0; \\ m_{в.i}(\ddot{x}_{в.i} + g) + c_{в.i}(x_{в.i} - x_{в.i+1}) + b_{в.i}(\dot{x}_{в.i} - \dot{x}_{в.i+1}) - c_{в.i-1}(x_{в.i-1} - x_{в.i}) - \\ - b_{в.i-1}(\dot{x}_{в.i-1} - \dot{x}_{в.i}) = 0, \quad i = \overline{(1,\ \ n-1)}; \\ (m_{в} + m_{тз})(\ddot{x}_{в.п} + g) + b_{тз}\dot{x}_{в.п} + c_{тз}(x_{в.п} - x_{в.п}(t_1)) = 0. \end{cases} \tag{3.8}$$

На четвертому етапі відбувається накладання гальм і зупинка двигуна. Протягом цього етапу здійснюють рух всі зведені маси, їх рух описується системою диференціальних рівнянь (3.8) при умові, що зведене зусилля $F_{п}$ змінює напрямок дії (стає гальмівним). Початковими умовами руху зведених

мас для четвертого етапу є кінцеві умови для третього. Момент закінчення четвертого етапу визначається умовою зупинки двигуна.

Для режимів підйому та опускання вантажу розрахунок зведеного зусилля приводу механізма підйому вантажу виконується за формулою:

$$F_n = \frac{M_{дв} i_n \eta_n n_{пол} \eta_{пол}}{R_б}, \tag{3.9}$$

де $M_{дв}$ – момент створюваний електродвигуном механізма підйому вантажу;
i_n – передаточне число механізма підйому вантажу;
η_n – ККД передач механізма підйому вантажу;
$n_{пол}$ – кратність канатного поліспаста;
$\eta_{пол}$ – ККД канатного поліспаста;
$R_б$ – радіус канатного барабана.

3.3. Аналіз динаміки опускання вантажу на транспортний засіб

Під час опускання вантажу на транспортний засіб у його підвісці діють значні динамічні навантаження, які знижують її довговічність. Необхідно встановити закономірності їх виникнення. Для цього використаємо розроблену у п. 3.2 математичну модель процесу опускання вантажу на транспортний засіб.

Згідно Правил будови та безпечної експлуатації кранів [3] опускання вантажу здійснюється тільки від двигуна, що працює. При цьому на початку розгону двигуна момент від ваги вантажу направлений у ту саму сторону, що і момент двигуна. У подальшому двигун переходить у режим гальмування і своїм гальмівним моментом компенсує момент від ваги вантажу. Для моделювання опускання вантажу на транспортний засіб необхідно змінити знак швидкості ідеального холостого ходу на протилежний.

Для проведення аналізу руху досліджуваної динамічної системи необхідно задати характер зміни приводного зусилля. Механізм підйому

вантажу крана, який прийнятий у розрахунках, обладнаний асинхронним електродвигуном МТВ612-10, характеристики якого наведені у роботі [150]. Для прийнятого у розрахунках двигуна у таблиці 3.2 наведено його основні характеристики.

Таблиця 3.2 – Основні характеристики двигуна МТВ612-10 механізма підйому вантажу

Найменування параметру	Значення
Номінальна потужність $P_{ном}$, кВт	60
Номінальна швидкість $n_{ном}$, об/хв	578
Статорний зведений активний опір двигуна R_1, Ом	0,087
Роторний зведений активний опір двигуна R_2, Ом	0,027
Статорний зведений індуктивний опір двигуна X_1, Ом	0,189
Роторний зведений індуктивний опір двигуна X_2, Ом	0,046

Крутний момент приводного двигуна описується рівнянням Клосса, яке показує нелінійну залежність моменту від кутової швидкості двигуна [151]:

$$M_д = \frac{2M_{\max}(1 + R_1 R_2^{-1} s_{кр})}{\frac{\omega_0 - \omega}{s_{кр}\omega_0} + \frac{s_{кр}\omega_0}{\omega_0 - \omega} + 2R_1 R_2^{-1} s_{кр}}, \quad (3.10)$$

де M_{max} – максимальний (критичний) момент двигуна;

ω – кутова швидкість двигуна;

R_1 та R_2 – статорний та роторний зведені активні опори двигуна відповідно;

$s_{кр}$ – критичне ковзання двигуна, яке визначається за формулою:

$$s_{кр} = \frac{R_2}{\sqrt{R_1^2 + (X_1 + X_2)^2}}, \quad (2.11)$$

де X_1 та X_2 – статорний та роторний індуктивні опори двигуна відповідно;

ω_0 – швидкість ідеального холостого ходу двигуна, яка визначається так:

$$\omega_0 = \frac{2\pi f}{p}, \quad (3.12)$$

де f – частота напруги живлення двигуна;

p – кількість пар полюсів двигуна.

Для інтегрування систем диференціальних рівнянь математичної моделі руху систем доцільно використати чисельний метод Рунге-Кутта [152], який реалізовано у програмному продукті Mathematica [153].

Результати чисельного інтегрування диференціальних рівнянь руху системи при опусканні вантажу представимо у графічному вигляді. На рис. 2.2 показані кінематичні та динамічні функції руху досліджуваної системи.

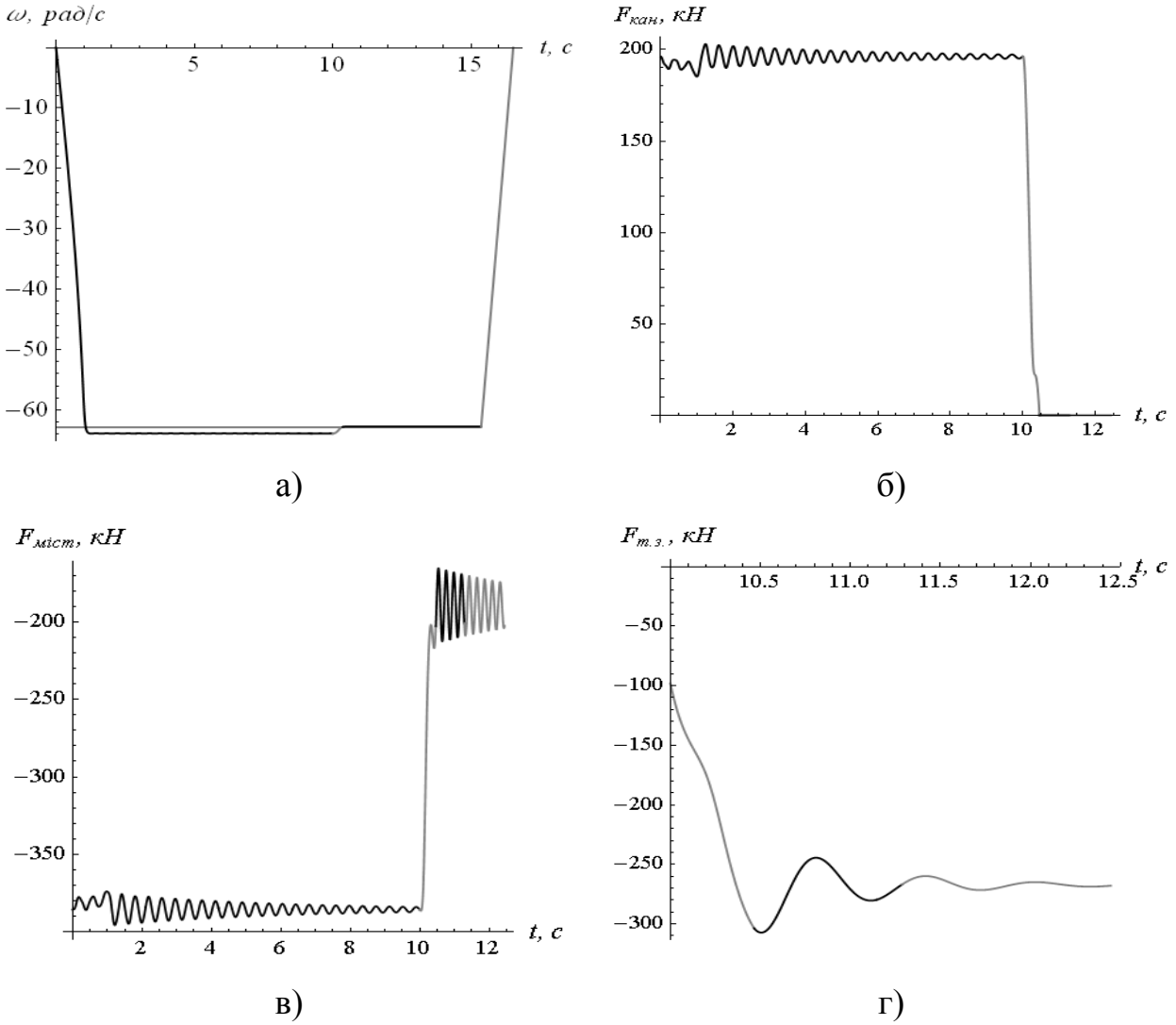


Рисунок 3.2 – Графіки кінематичних та динамічних функцій при опусканні вантажу: а) кутова швидкість двигуна (тонка горизонтальна лінія відповідає швидкості ідеального холостого ходу); б) зусилля натягу канатів; в) пружно-в’язке зусилля деформації кранового моста у вертикальному напрямку; г) зусилля у підвісці транспортного засобу

На рис. 3.2 (а) показано графік зміни кутової швидкості двигуна. Як видно з цього графіка, двигун набирає швидкість, яка більша, ніж швидкість ідеального холостого ходу. Це значить, що двигун переходить у четвертий квадрант механічної характеристики, тобто працює в режимі генератора.

Коефіцієнт динамічності підвіски транспортного засобу рівний 1,25. Цей результат не можна поширити на інші транспортні засоби, оскільки чисельне інтегрування виконано саме для параметрів, які наведені у табл. 3.1.

Як показують графіки, які представлені на рис. 3.2 (б) та 3.2 (в), динамічна навантаженість кранового моста та канатів невелика. Коливання зусиль у цих елементах викликані перехідними процесами: на початку руху – розгоном двигуна, а у кінці другого етапу – посадкою вантажу на транспортний засіб.

Отримані результати не є універсальними, оскільки зміна параметрів системи призведе до інших результатів. Бажано знайти аналітичну (формульну) залежність, яка б дозволила описати максимальне зусилля у підвісці транспортного засобу. Для цього необхідно знайти розв'язки диференціальних рівнянь для етапу навантаження транспортного засобу вагою вантажу (3.5) та етапу вільних коливань транспортного засобу із вантажем (3.8). Припустимо, що швидкість збігання канату з барабану протягом другого етапу незмінна і рівна номінальній швидкості v. При цьому не враховується коливання зведеної маси кранового моста. Це не вносить значних похибок у розрахунки, особливо для випадку значної зведеної жорсткості кранових балок. Подальші розрахунки проведені для припущення, що $c_{в.i} \to \infty \ (i = \overline{(1,\ n)})$. Таким чином, всі маси $m_{в.i}$ замінені масою $m_в$ (рух цієї маси описаний узагальненою координатою $x_в$). На основі цього припущення встановлено, що рух мас вантажу та транспортного засобу на другому та третьому етапах в режимі опускання вантажу описується диференціальним рівнянням:

$$(\ddot{x}_в + g)(m_в + m_{т.з.}) + \dot{x}_в B + x_в C = D, \qquad (3.13)$$

де B, C та D – коефіцієнти, які визначаються окремо для кожного етапу:

$$B = \begin{cases} b_{т.з.} + b_к, \text{ для другого етапу}; \\ b_{т.з.}, \text{ для третього етапу}; \end{cases} \tag{3.14}$$

$$C = \begin{cases} c_{т.з.} + c_к, \text{ для другого етапу}; \\ c_{т.з.}, \text{ для третього етапу}; \end{cases} \tag{3.15}$$

$$D = \begin{cases} -\dfrac{c_к m_{т.з.} g}{c_{т.з.}} - c_к v t - b_к v, \text{ для другого етапу}; \\ 0, \text{ для третього етапу}; \end{cases} \tag{3.16}$$

Розв'язок диференціального рівняння (3.13) записується так:

$$x_в = C^{-1}(D - g(m_в + m_{т.з.}) + Ce^{\frac{\tilde{t}(B+\sqrt{B^2-4C(m_в+m_{т.з.})})}{2(m_в+m_{т.з.})}}(A_1 + A_2 e^{\frac{\tilde{t}\sqrt{B^2-4C(m_в+m_{т.з.})}}{m_в+m_{т.з.}}})), \tag{3.17}$$

де $\tilde{t}$ – відносний час, який визначається для першого етапу $\tilde{t} = t - t_1$, а для другого $\tilde{t} = t - t_2$;

A_1 та A_2 – постійні інтегрування. Для другого етапу руху постійні A_1 та A_2 визначаються з початкових умов:

$$\begin{cases} x_в(t_1) = \dfrac{-m_{т.з.} g}{c_{т.з.}}; \\ x_в(t_1) = -v. \end{cases} \tag{3.18}$$

Не будемо наводити вирази постійних інтегрування A_1 та A_2, оскільки вони мають значний об'єм. Надалі знайдемо вираз, який описує залежність зусилля у канаті від часу протягом другого етапу. Він також має значний об'єм і ми його не наводимо. Зазначимо те, що даний вираз включає тригонометричні функції, тому знайти розв'язок рівняння:

$$F_к(t_2) = 0 \tag{3.19}$$

відносно моменту часу t_2 неможливо. Важливість рівняння (3.19) полягає у тому, що воно дає змогу визначити момент часу t_2 коли закінчується другий і

починається третій етап. Для того, щоб отримати наближений розв'язок рівняння (3.19) розкладемо вираз $F_к$ у ряд в околі моменту часу $t_1 + \frac{m_в g}{v c_{т.з.}}$. Вибір такого моменту часу дає лише наближену оцінку моменту закінчення другого та початку третього етапу руху системи (моменту часу t_2). Оцінка тривалості другого етапу (доданок $\frac{m_в g}{v c_{т.з.}}$), не враховує вплив натягу канату на реальну величину тривалості другого етапу. Тобто реальна тривалість другого етапу буде більшою, ніж величина $\frac{m_в g}{v c_{т.з.}}$, в результаті натягу канату. Запропонована оцінка дає непогане наближення для того, щоб у подальшому достатньо точно визначити тривалість другого етапу руху системи. Виконаємо розклад виразу $F_к$ у ряд до четвертого члену ряду включно:

$$F_к \approx \sum_{i=0}^{4} E_i t^i, \tag{3.20}$$

де E_i – коефіцієнт i-того члену ряду. Коефіцієнти $E_0 \ldots E_4$ визначаються так:

$$\begin{cases} E_0 = g m_в; \\ E_1 = (m_в + m_{т.з.})^{-1} b_к (-2 g m_в + v b_{т.з.}); \\ E_2 = 2(m_в + m_{т.з.})^{-2} (-c_к (m_в + m_{т.з.})(2 g m_в + v b_{т.з.}) + b_к (c_{т.з.} (m_в + m_{т.з.}) v + \\ + (b_{т.з.} + b_к)(2 g m_в - v b_{т.з.})); \\ E_3 = 6(m_в + m_{т.з.})^{-3} (c_к (m_в + m_{т.з.})(c_к (m_в + m_{т.з.}) v + (2 b_к + b_{т.з.})(2 g m_в - v \times \\ \times b_{т.з.})) - b_к (b_к + b_{т.з.})^2 (2 g m_в - v b_{т.з.}) - c_{т.з.} (m_в + m_{т.з.})(2 g m_в - v(b_к + 2 b_{т.з.}))); \\ E_4 = 24(m_в + m_{т.з.})^{-4} (c_к^2 (m_в + m_{т.з.})^2 (2 g m_в - v b_{т.з.}) + c_к (m_в + m_{т.з.})((b_к + \\ + b_{т.з.})(3 b_к + b_{т.з.})(-2 g m_в + v b_{т.з.}) + 2 c_{т.з.} (m_в + m_{т.з.})(g m_в - v(b_к + b_{т.з.}))) - \\ - b_к (c_{т.з.}^2 (m_в + m_{т.з.})^2 v + (b_к + b_{т.з.})^3 (-2 g m_в + v b_{т.з.}) + c_{т.з.} (m_в + m_{т.з.})(b_к + \\ + b_{т.з.})(-4 g m_в - v(b_к + 3 b_{т.з.}))))). \end{cases} \tag{3.21}$$

Прирівнювання виразу (3.20) до нуля дає алгебраїчне рівняння четвертого степеня, розв'язок якого знайшли методом Ейлера-Декарта [154]. Надалі з чотирьох коренів обрали дійсний додатній, який відповідає фізичним умовам закінчення другого та початку третього етапу опускання

вантажу. При варіації параметрів системи розраховане значення моменту часу t_2 відрізняється від точного значення, яке отримане шляхом чисельного інтегрування математичної моделі системи, лише на -1,2…+4,3%.

Розрахунок значення t_2 дає змогу встановити початкові умови руху зведених мас транспортного засобу та вантажу на початку третього етапу. Для цього шляхом знаходження похідної виразу (3.17) за часом необхідно знайти швидкість опускання вантажу. Потім у вирази положення (3.17) та швидкості опускання вантажу потрібно підставити замість поточного часу t розрахований вираз для моменту часу t_2.

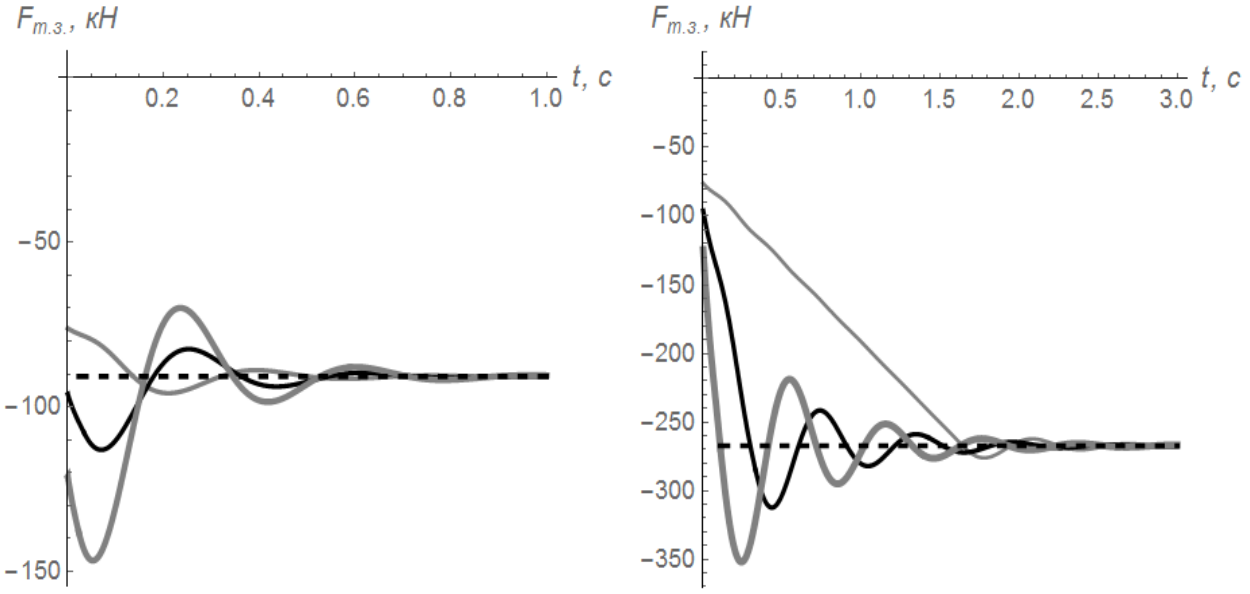
Оскільки розв'язок диференціального рівняння (3.13) вже знайдено (3.17), то визначення закону руху зведених мас вантажу та транспортного засобу на третьому етапі зводиться до відшукування постійних інтегрування, які справедливі для початку третього етапу опускання вантажу. Не будемо наводити методику їх розрахунку, а також самі вирази постійних інтегрування, оскільки вони мають значний об'єм.

На основі знайденого закону руху зведених мас транспортного засобу та вантажу на третьому етапі руху системи визначимо зусилля у підвісці транспортного засобу:

$$F_{т.з.} = \dot{x}_в b_{т.з.} + x_в c_{т.з.} \qquad (3.22)$$

Перевірка отриманого виразу $F_{т.з.}$ з результатами чисельного інтегрування диференціального рівняння руху зведених мас вантажу та транспортного засобу показує практично їх повний збіг (розбіжність складає порядка десятих відсотка). Таким чином, знайдено аналітичний вираз, який дає змогу визначити зусилля у підвісці транспортного засобу при опусканні вантажу. Для наочної оцінки отриманих результатів наведемо графіки функцій $F_{т.з.}$ для різних зведених мас та швидкостей збігання канату з барабану (рис. 3.3). На рис. 3.3 штриховою лінією показано статичне навантаження на підвіску транспортного засобу (сума ваги зведених мас

вантажу і транспортного засобу). Сіра тонка лінія відповідає випадку v=0,05 м/с; чорна тонка – випадку v=0,25 м/с; сіра товста – випадку v=0,5 м/с.



а) б)

Рисунок 3.3 – Графіки зміни зусилля у підвісці транспортного засобу в залежності від маси вантажу та швидкості його посадки: а) $m_в$=2 т; б) $m_в$=20 т

Аналіз графіків, які наведені на рис. 3.3, показує, що найбільше навантаження виникає у першій хвилі коливань транспортного засобу під час третього етапу руху системи. Нас цікавить максимальне значення функції $F_{т.з.}$ Для його визначення необхідно розв’язати трансцендентне рівняння:

$$\frac{dF_{т.з.}}{dt} = 0, \tag{3.23}$$

що є складною задачею, оскільки, як видно з рис. 3.3, функція $F_{т.з.}$ має декілька екстремумів.

Для чисельної оцінки коефіцієнта динамічності підвіски транспортного засобу $F_{т.з.}^{\max} = \dfrac{\max F_{т.з.}}{(m_в + m_{т.з.})g}$ в залежності від маси вантажу та швидкості збігання канату з барабану виконано розрахунки, результати яких наведено у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Коефіцієнт динамічності підвіски транспортного засобу

$m_в$, т	v, м/с				
	0,05	0,1	0,15	0,2	0,25
2	1,06	1,10	1,17	1,22	1,27
4	1,07	1,11	1,15	1,19	1,25
6	1,05	1,10	1,15	1,19	1,24
8	1,05	1,09	1,15	1,19	1,24
10	1,05	1,11	1,15	1,21	1,24
12	1,05	1,10	1,15	1,21	1,26
14	1,04	1,08	1,12	1,19	1,25
16	1,04	1,07	1,12	1,16	1,24
18	1,04	1,08	1,14	1,18	1,24
20	1,04	1,09	1,14	1,18	1,21

Для аналітичного опису отриманих даних використано регресійний аналіз [73], на основі якого знайдено вираз, що описує залежність максимального зусилля у підвісці транспортного засобу від $m_в$ та v:

$$F_{\text{т.з.}}^{\max} = 1{,}015 + 1{,}624 \cdot 10^{-6} m_в + 9{,}780 \cdot 10^{-1} v. \qquad (3.24)$$

Регресійна функція (3.24) перевірена за статистичними показниками: коефіцієнт детермінації рівний 0,978; коефіцієнти Ст'юдента для всіх коефіцієнтів виразу (3.24) більші, аніж табличне значення, яке для даної кількості ступенів вільності складає 3,58 [155]; оцінка дисперсії рівна $1{,}1 \cdot 10^{-4}$. Всі розрахунки проведені для довірчого рівня 0,99. Результати розрахунків свідчать про статистичну значимість виразу (3.24). Таким чином, одним зі способів зниження динамічних зусиль у підвісці транспортного засобу є зниження швидкості збігання канату з барабану на етапі взаємодії вантажу та транспортного засобу, що випливає з виразу (3.24) [156, 157].

3.4. Аналіз динаміки підйому вантажу з транспортного засобу

При підйомі вантажу з транспортного засобу найбільші навантаження виникають у крановому мості та канаті. Для їх оцінки було чисельно проінтегровано диференціальні рівняння, які складають математичну модель руху зведених мас системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб”. Результатом чисельного інтегрування відповідних диференціальних рівнянь є графічні залежності кінематичних та динамічних функцій системи від часу (рис. 3.4). Із рис. 3.4 (а) видно, що протягом першого етапу руху системи кутова швидкість двигуна встигає досягнути швидкості близької до швидкості ідеального холостого ходу.

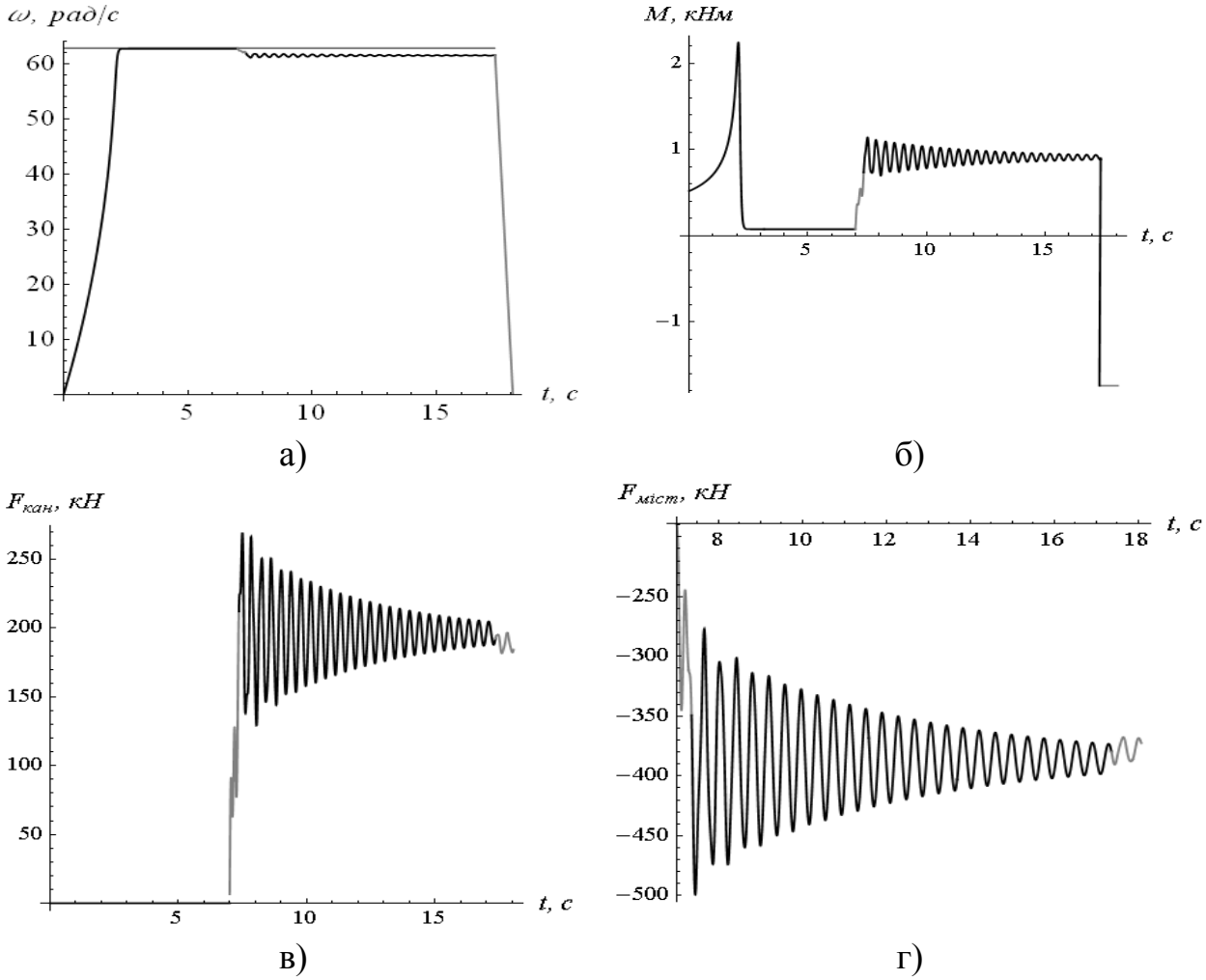


Рисунок 3.4 – Графіки кінематичних та динамічних функцій руху системи: а) кутова швидкість двигуна; б) момент приводу механізма підйому вантажу; в) зусилля натягу канатів; г) зусилля деформації кранового моста

У значній кількості наукових робіт [5-7, 9, 10], які присвячені дослідженню динаміки підйому вантажу, використано припущення: початок натягу каната відбувається при швидкості канатного барабану, яка відповідає швидкості ідеального холостого ходу двигуна. Як бачимо з рис. 3.4 а, таке припущення небезпідставне.

Проаналізуємо силові фактори, які діють у елементах динамічної системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб” (рис. 3.4 б-д). Графік моменту приводу механізма підйому вантажу (рис. 3.4, б) показує, що протягом першого етапу руху системи двигун встигає вийти в режим холостого ходу, коли його крутний момент компенсує момент, створюваний силою *W*. Навантаження двигуна відбувається протягом другого етапу. На третьому етапі двигун навантажується моментом від ваги вантажу і його момент має коливний характер, що пов’язано з коливаннями самого вантажу під час підйому. Четвертий етап руху динамічної системи характеризується накладанням гальм. Як правило, нормальнозамкнені гальма механізма підйому вантажу суміщають із муфтою, яка з’єднує вал двигуна та вхідний вал редуктора, тому коли двигун відключається і практично миттєво накладаються гальма крутний момент на вхідному валу редуктора змінюється практично стрибкоподібно. Графік зусилля натягу каната (рис. 3.4, б) показує, що найбільш небезпечною є перша хвиля коливання, оскільки вона має найбільшу амплітуду. Це співпадає з результатами роботи [5]. Як видно з рис. 3.3, б амплітуда другої хвилі коливань за величиною майже така сама як і перша. Коефіцієнт динамічності каната рівний 1,37. Зусилля у мості крана, графік функції якого зображено на рис. 3.3 (в), показує, що найбільш небезпечною є перша хвиля коливань протягом третього етапу руху системи. Причиною того, що у канаті та крановому мості діють такі значні зусилля є те, що натяг каната відбувається дуже швидко, а це, у свою чергу, є наслідком значної швидкості обертання канатного барабана на початку другого етапу руху системи. Коефіцієнт динамічності кранового моста рівний 1,28.

Загалом всі функції, графіки яких наведені на рис. 3.4, характеризуються коливаннями, які затухають із часом. Причиною затухання коливань є дисипативні властивості металоконструкції крана, канатів та демпфуюча здатність приводу механізма підйому вантажу [5, 29]. Значні динамічні зусилля у елементах „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб” призводять до старіння конструкцій крана та транспортного засобу та виходу їх з ладу. Необхідно вибирати такі режими роботи механізма підйому вантажу, щоб коливання його елементів та елементів транспортного засобу відбувалися з незначними амплітудами. Одним зі способів зменшення динамічних навантажень у канаті і крановому мості є зменшення швидкості *v* набігання канату на барабан, табл. 3.4.

Таблиця 3.4 – Коефіцієнт динамічності каната та кранового моста

Коефіцієнт динамічності	*v*, м/с							
	0,02	0,03	0,04	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
Каната	1,01	1,02	1,02	1,03	1,07	1,16	1,23	1,37
Кранового моста	1,01	1,02	1,02	1,03	1,04	1,10	1,12	1,28

Для наочності наведемо графіки відповідних функцій зусилля у канаті та крановому мості при умові, що швидкість набігання канату на барабан на етапі навантаження канату та моста у 5 разів менша, ніж номінальна (рис. 3.5). Аналіз графічних залежностей, які показані на рис. 3.5 показує, що зменшення динамічних навантажень досягається шляхом подовження тривалості другого етапу. Збільшення тривалості другого етапу лише на 1,6 секунд призводить до зменшення максимумів динамічних навантажень у канаті на 24,8%, а у крановому мості – на 19,5%. Крім того, як видно з табл. 2.4, подальше зменшення швидкості набігання канату є недоцільним, оскільки не дає відчутного зменшення коефіцієнтів динамічності каната та кранового моста. Однак, при цьому тривалість другого етапу подовжується, наприклад, для випадку *v*=0,02 м/с вона рівна 4,8 секунд.

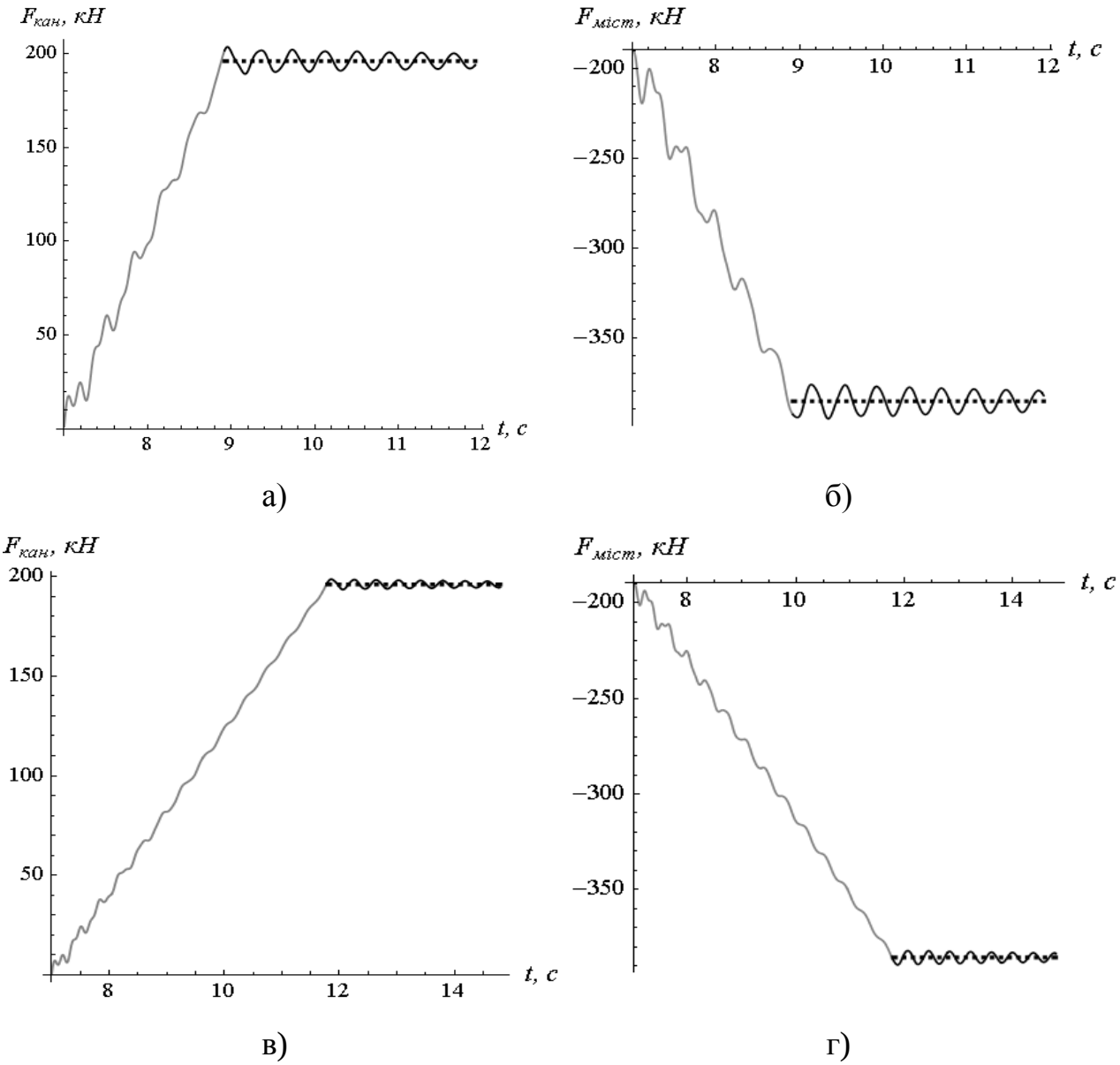


Рисунок 3.5 – Графіки зміни зусилля: а) у канаті при v=0,05 м/с; б) мості при v=0,05 м/с; в) у канаті при v=0,02 м/с; г) мості при v=0,02 м/с

Таким чином, раціонально зменшувати швидкість набігання канату на етапі його натягу у 5 разів, в порівнянні з номінальною швидкістю. При цьому досягається значне зменшення динамічних навантажень, а тривалість перехідних процесів збільшується незначно.

Висновки до третього розділу

1. Розроблено математичні моделі режимів підйому та опускання вантажу на транспортний засіб, кожна з яких складається з чотирьох етапів. Для всіх етапів знайдені диференціальні рівняння, які описують рух зведених мас системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб”, та початкові умови їх руху.
2. Шляхом аналітичного інтегрування диференціального рівняння руху вантажу та транспортного засобу проведено дослідження режиму навантаження підвіски транспортного засобу. Знайдено вираз (3.24), який описує залежність коефіцієнта динамічності підвіски транспортного засобу від маси вантажу та швидкості його посадки на транспортний засіб. Знайдений вираз (3.24) дозволяє обґрунтовано підходити до вибору швидкості опускання вантажу на транспортний засіб.
3. Проведено динамічний аналіз режиму підйому вантажу з транспортного засобу. Встановлено вплив швидкості набігання канату на величини коефіцієнтів динамічності каната та кранового моста, які при номінальній швидкості приводу рівні: 1,37 – для канату і 1,28 – для кранового моста. П’ятикратне зменшення швидкості приводу на етапі натягу канату збільшує тривалість другого етапу лише на 1,6 секунди і призводить до зменшення максимумів динамічних навантажень у канаті на 24,8%, а у крановому мості – на 19,5%. Подальше зменшення швидкості набігання канату не супроводжується значним зменшенням динамічних зусиль, а лише призводить до збільшення тривалості підйому вантажу.
4. Найбільші динамічні навантаження у канаті, крановому мості та підвісці транспортного засобу виникають протягом перших хвиль коливань зусиль у цих елементах.

РОЗДІЛ 4
ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РУХУ МОСТОВОГО КРАНА ПІД ЧАС ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖУ

4.1. Дослідження двомасової динамічної моделі крана мостового типу

При переміщенні вантажів краном мостового типу металоконструкції піддаються значним динамічним навантаженням. На різних етапах руху відбувається коливання кранового моста, кінцевих балок, вантажу та інших вузлів і їх елементів, що входять до механічної системи. Тому для досліджень цих негативних факторів необхідно використати розрахункову динамічну модель, яка буде наближено відображати досліджуваний об'єкт.

Для дослідження переміщення мостового крана можна використати двомасову динамічну модель мостового крана (рис. 4.1). Така модель дасть змогу досліджувати динаміку переміщення зведених масс та визначити зусилля в мостовій балці крана.

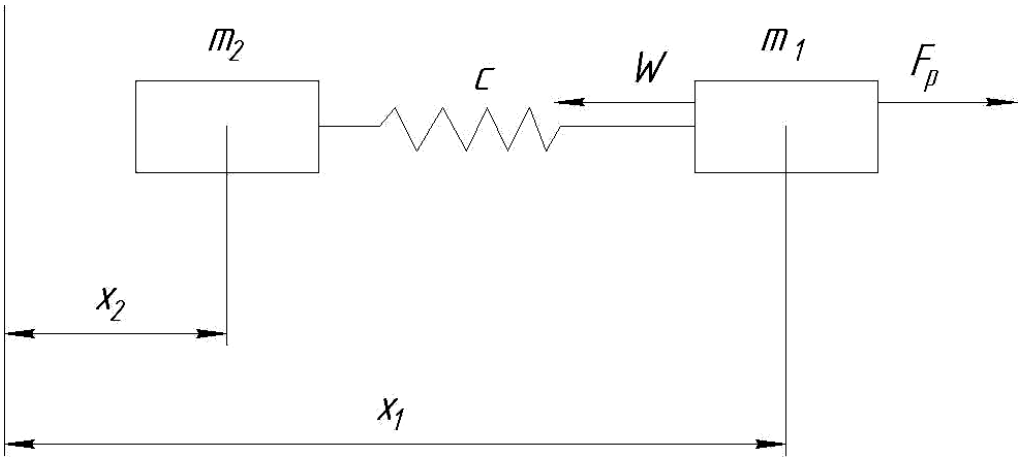


Рисунок 4.1 – Двомасова динамічна модель мостового крана

В цій динамічній моделі m_1, m_2 зведені маси кінцевих балок з приводом та мостової балки з візком і вантажем. Зведена маса приводу і кінцевих балок з'єднана зі зведеною масою мостової балки з візком і

вантажем пружним елементом з жорсткістю c. До маси приводу і кінцевих балок прикладено рушійне зусилля F_p та силу опору переміщенню крана W. Узагальнені координати мас кінцевих балок з приводом і мостової балки з візком та вантажем позначені x_1, x_2.

Складемо рівняння руху для двомасової динамічної моделі крана (рис. 4.1). Для цього визначимо реакцію пружного зв'язку між зведеними масами кінцевих балок з приводом та мостової балки з електроталлю і вантажем:

$$R_n = c(x_1 - x_2). \tag{4.1}$$

Визначимо силу інерції що діє на зведену масу кінцевих балок з приводом (крапка над символом означає диференціювання за часом):

$$F_{i1} = m_1 \ddot{x}_1. \tag{4.2}$$

Визначимо силу інерції що діє на зведену масу мостової балки з електроталлю та вантажем:

$$F_{i2} = m_2 \ddot{x}_2 \tag{4.3}$$

До зведеної маси кінцевих балок з приводом прикладено рушійне зусилля F_p на протидію якого діє сила опору переміщення крана W. Тоді згідно принципу д'Аламбера отримаємо систему диференціальних рівнянь руху для двомасової динамічної моделі крана:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = F_p - W - c(x_1 - x_2); \\ m_2 \ddot{x}_2 = c(x_1 - x_2). \end{cases} \tag{4.4}$$

Опір коченню ходових коліс по рейках *W*, визначається за наступною формулою [7]:

$$W = k_p(m_1 + m_2)\left(f\frac{d}{2} + \mu \right)\frac{2}{D_к}, \tag{4.5}$$

де f – коефіцієнт тертя в опорі ходового колеса;

d – діаметр цапфи валу (осі) колеса;

$D_к$ – діаметр ходового колеса;

μ – коефіцієнт тертя кочення;

k_p – коефіцієнт додаткових опорів (визначається тертям реборд по головці рейки).

Рушійна сила приведена до ходових коліс розраховується за формулою:

$$F_p = M_{дв} \cdot i \cdot \eta_{пер} \frac{2}{\mathrm{D_к}}, \tag{4.6}$$

де $M_{дв}$ – момент приводного двигуна;

i – передаточне число редуктора;

$\eta_{пер}$ – коефіцієнт корисної дії передачі.

Крутний момент двигуна змінюється за формулою Клосса [150]:

$$M_{дв} = \frac{2M_{мах}(1+S_{кр})}{\frac{S_{кр}}{S} + \frac{S}{S_{кр}} + 2S_{кр}}, \tag{4.7}$$

де $M_{мах}$ – максимальний крутний момент двигуна;

$S_{кр}$ – критичне ковзання в двигуні; S – ковзання в двигуні.

Максимальний крутний момент двигуна визначається залежністю:

$$M_{\max} = M_{дв} \cdot \lambda, \tag{4.8}$$

де λ - перевантажувальний коефіцієнт двигуна.

Критичне ковзання в двигуні розраховується за формулою:

$$S_{кр} = S(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}). \tag{4.9}$$

де S – ковзання в двигуні:

$$S = \frac{\omega_0 - \omega_д}{\omega_0}, \tag{4.10}$$

де ω_0 – кутова швидкість ідеального холостого ходу;

$\omega_д$ – кутова швидкість на валу електродвигуна.

Кутову швидкість ідеального холостого ходу розраховується:

$$\omega_0 = \frac{2\pi \cdot f}{p}, \tag{4.11}$$

де f – частота напруги живлення двигуна;

р – кількість пар полюсів електродвигуна.

Кутова швидкість на валу електродвигуна:

$$\omega_д = \frac{\pi \cdot n_н}{30}, \tag{4.12}$$

де $n_н$ – частота обертання валу двигуна.

Жорсткість мостової балки крана визначаються за формулою [**Ошибка! Источник ссылки не найден.**]:

$$c = \frac{48EJ}{L^3}, \tag{4.13}$$

де E – модуль пружності;

J – момент інерції мостової балки крана;

L – довжина моста крана.

Для подальших досліджень необхідно використати розв’язки системи диференціальних рівняння (4.4), які описують рух двомасової динамічної моделі крана (рис. 4.1), щоб побудувати графічні залежності, які характеризують переміщення крана мостового типу. Для цього умовно розділимо процес переміщення крана на чотири етапи: перехідний процес пуску електропривода, рух крана на усталені швидкості, гальмування та залишкові коливання, які відбуваються після зупинки крана. Для моделювання всього процесу переміщення крана визначимо крайові умови руху для кожного з цих етапів. Для перехідного процесу пуску крана крайові умови визначаються з таких міркувань, коли система знаходиться у стані спокою її переміщення та швидкість рівні нулю. Після закінчення пуску, швидкість крана рівна номінальній швидкості, відповідно прискорення відсутнє. Математично це записується так:

$$\begin{cases} x_1(0) = x_2(0) = 0; \\ \dot{x}_1(0) = \dot{x}_2(0) = 0; \\ x_1(T) = s_1; x_2(T) = s_2; \\ \dot{x}_1(T) = V_1; \dot{x}_2(T) = V_2, \end{cases} \quad (4.14)$$

де s_1, s_2 – переміщення зведеної маси приводу з кінцевими балками та зведеної маси мостової балки крану з візком та вантажем в кінці перехідного процесу пуску;

V_1, V_2– швидкість зведеної маси приводу з кінцевими балками та зведеної маси мостової балки крану з візком та вантажем в кінці перехідного процесу пуску;

T - час в кінці перехідного процесу пуску крана.

Кінцеві умови для перехідного процесу пуску (4.14), будуть початковими для руху на усталеній швидкості:

$$\begin{cases} x_1(T) = s_1; x_2(T) = s_2; \\ \dot{x}_1(T) = V_1; \dot{x}_2(T) = V_{2;}; \\ x_1(T_1) = s_1'; x_2(T_1) = s_2'; \\ \dot{x}_1(T_1) = V_1'; \dot{x}_2(T_1) = V_2', \end{cases} \quad (4.15)$$

де s_1', s_2' – переміщення зведеної маси приводу з кінцевими балками та зведеної маси мостової балки крану з візком та вантажем в кінці руху на усталеній швидкості крана;

V_1', V_2' – швидкість зведеної маси приводу з кінцевими балками та зведеної маси мостової балки крану з візком та вантажем в кінці руху на усталеній швидкості крана;

T_1 - час в кінці переміщення крана на усталеній швидкості.

Аналогічно, для процесу гальмування початкові умови руху, будуть кінцевими умовами усталеного руху. З урахуванням того, що гальмування крана відбувається за рахунок накладанням гальм, то переміщення і швидкість зведеної маси приводу при зупинці буде рівною нулю:

$$\begin{cases} x_1(T_1) = s_1'; x_2(T_1) = s_2'; \\ \dot{x}_1(T_1) = V_1'; \dot{x}_2(T_1) = V_{2;}'; \\ x_1(T_2) = s_1''; x_2(T_2) = s_2''; \\ \dot{x}_1(T_2) = 0; \dot{x}_2(T_2) = V_{2;}''; \end{cases} \quad (4.16)$$

де S_1'', S_2'' – переміщення зведеної маси приводу з кінцевими балками та мостової балки крану з візком та вантажем в кінці процесу гальмування;

V_2'' – швидкість зведеної маси мостової балки крану з візком та вантажем в кінці процесу гальмування;

T_2 - час в кінці процесу гальмування крана.

Тоді для моделювання процесу гальмування у математичну модель крана додається ще одна складова – гальмівний момент $M_г$. З урахуванням останнього математична модель крана матиме вигляд:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 = -c(x_1 - x_2) - \frac{M_г}{R} - W; \\ m_2\ddot{x}_2 = c(x_1 - x_2), \end{cases} \quad (4.17)$$

де R – радіус ходового колеса;

Для моделювання залишкових коливань крана від моменту зупинки зведеної маси приводу з кінцевими балками до часу, коли механічна система прийде в стан спокою, кінцеві умови матимуть вигляд:

$$\begin{cases} x_1(T_2) = s_1''; x_2(T_2) = s_2''; \\ \dot{x}_1(T_2) = 0; \dot{x}_2(T_2) = V_{2;}''; \\ x_1(T_3) = s_1'''x_2(T_3) = s_2'''; \\ \dot{x}_1(T_3) = \dot{x}_2(T_3) = 0; \end{cases} \quad (4.18)$$

де T_3 - час в момент повної зупинки крана.

S_1''', S_2''' – переміщення зведеної маси приводу з кінцевими балками та мостової балки крану з візком та вантажем після повної зупинки крана;

Для того, щоб характер зміни залишкових коливань був плавно затухаючим у математичну модель (4.4) необхідно ввести складову дисипації і оскільки рух кінцевих балок відсутній, то перше рівняння руху

Рисунок 4.3 – Зведене динамічне зусилля в мостовій балці під час переміщення крана

математичної моделі (4.4) необхідно прибрати. Тоді математична модель крана для дослідження залишкових коливань матиме вигляд:

$$m_2\ddot{x}_2 = c(x_1 - x_2) + k(\dot{x}_1 - \dot{x}_2). \qquad (4.19)$$

де k - зведений коефіцієнт дисипації енергії мостової балки крана.

З урахуванням крайових умов руху (4.14 – 4.16) та 4.18, рушійного зусилля (4.6) та опору переміщення крана (4.5), розв'яжемо системи диференціальних рівнянь руху (4.4, 4.17, 4.19) для двомасової динамічної моделі крана з використанням чисельного інтегрування та побудуємо графічні залежності, що відображають швидкість зведеної маси кінцевих балок з приводом (рис. 4.2), зведене динамічне зусилля в мостовій балці крана (рис. 4.3), рушійне зусилля (рис. 4.4), приводний момент (рис. 4.5) двигунів механізму переміщення крана(рис. 4.4) та фазовий портрет коливань зведеної маси кранової балки з візком відносно зведеної маси кінцевих балок з приводом під час переміщення крана (рис. 4.5).

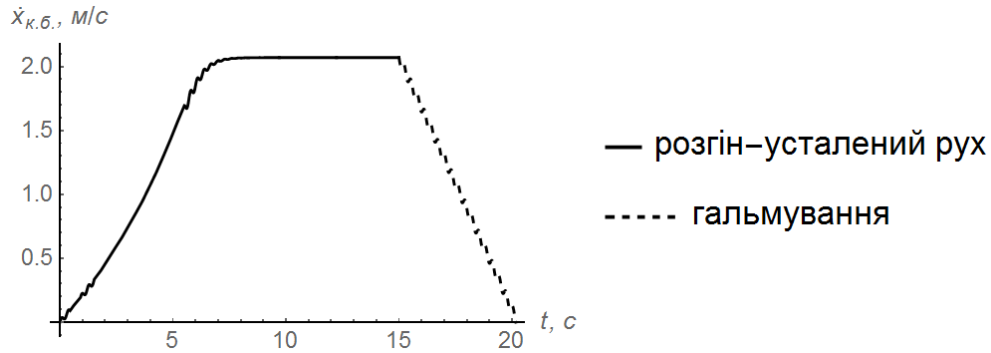


Рисунок 4.2 – Швидкість зведеної маси кінцевих балок з приводом

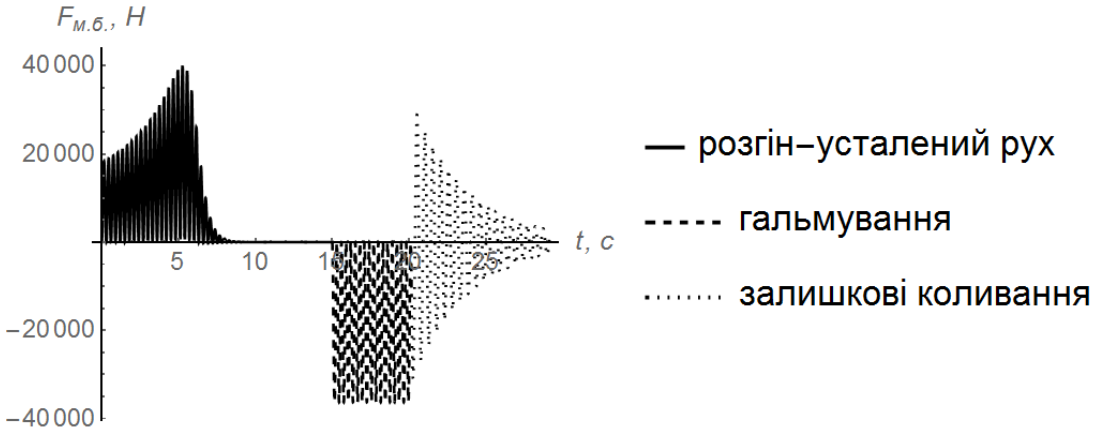


Рисунок 4.3 – Зведене динамічне зусилля в мостовій балці під час переміщення крана

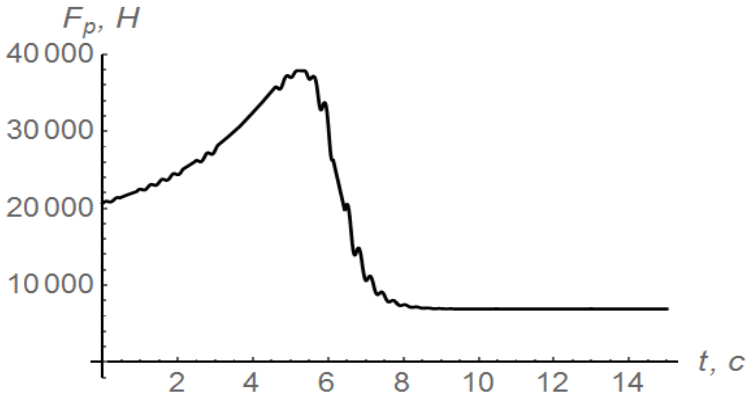


Рисунок 2.4 – Рушійне зусилля під час перехідного процесу пуску

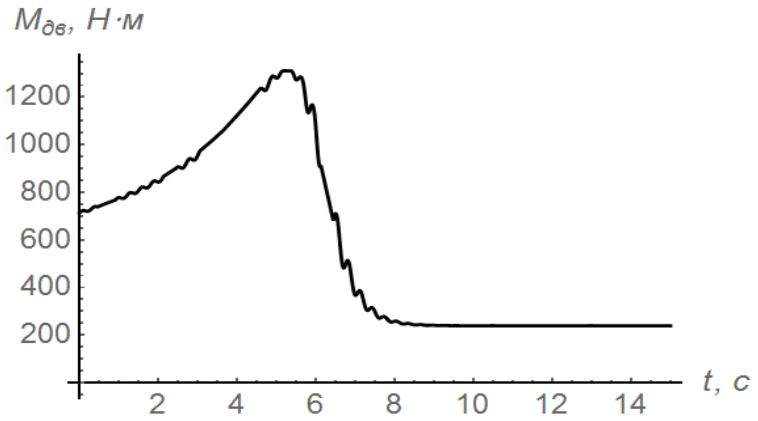


Рисунок 2.5 – Приводний момент електродвигунів механізму переміщення мостового крана під час перехідного процесу пуску

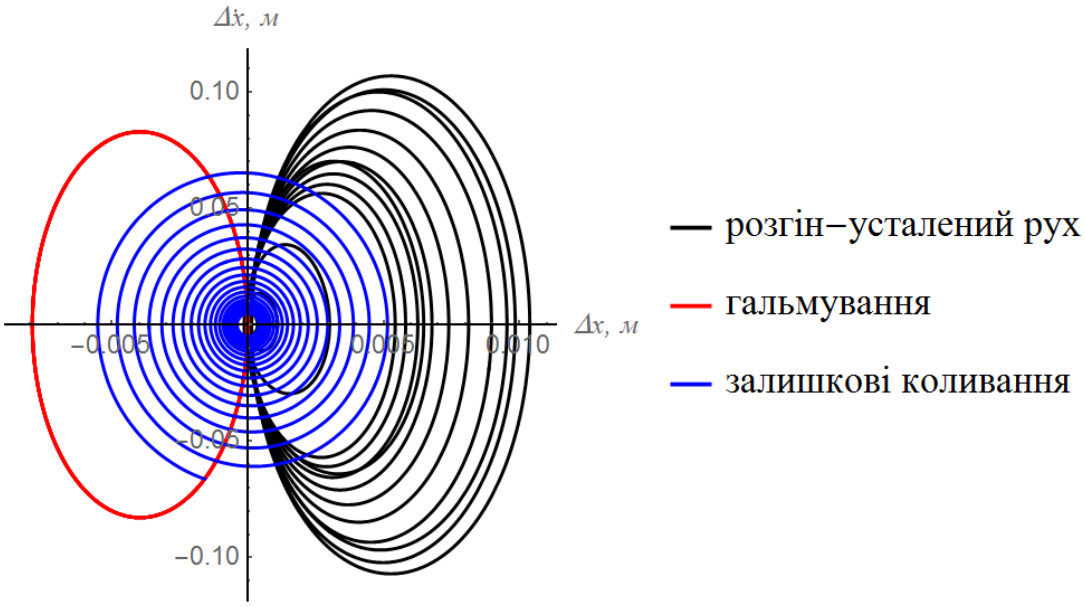


Рисунок 2.6 – Фазовий портрет коливань зведеної маси кранової балки з візком відносно зведеної маси кінцевих балок з приводом під час переміщення крана

4.2. Дослідження тримасової динамічної моделі мостового крана

Процес переміщення крана супроводжується коливаннями вантажу, якій через гнучкий підвіс передають додаткові навантаження на мостову балку крана. Тому для подальших досліджень динаміки руху крана використаємо тримасову динамічну модель (рис. 4.7) мостового крана, яку запропоновано в роботі [7]. В цю модель входять зведені маси: вантажу , мостової балки крана з візком m_1 та кінцеві балки з приводом m_0. Зведені маса мостової балки крана і візка з'єднані пружним елементом із жорсткістю *c*, яка визначається за формулою (4.13). До зведеної маси приводу і кінцевих балок прикладено рушійне зусилля F_p, яке визначається за формулою (4.6) та сила опору переміщення крана , яка визначається за формулою (4.5). Така модель дає змогу досліджувати динамічне навантаження, в мостовій балці крана та коливання вантажу закріпленого на гнучкому підвісі.

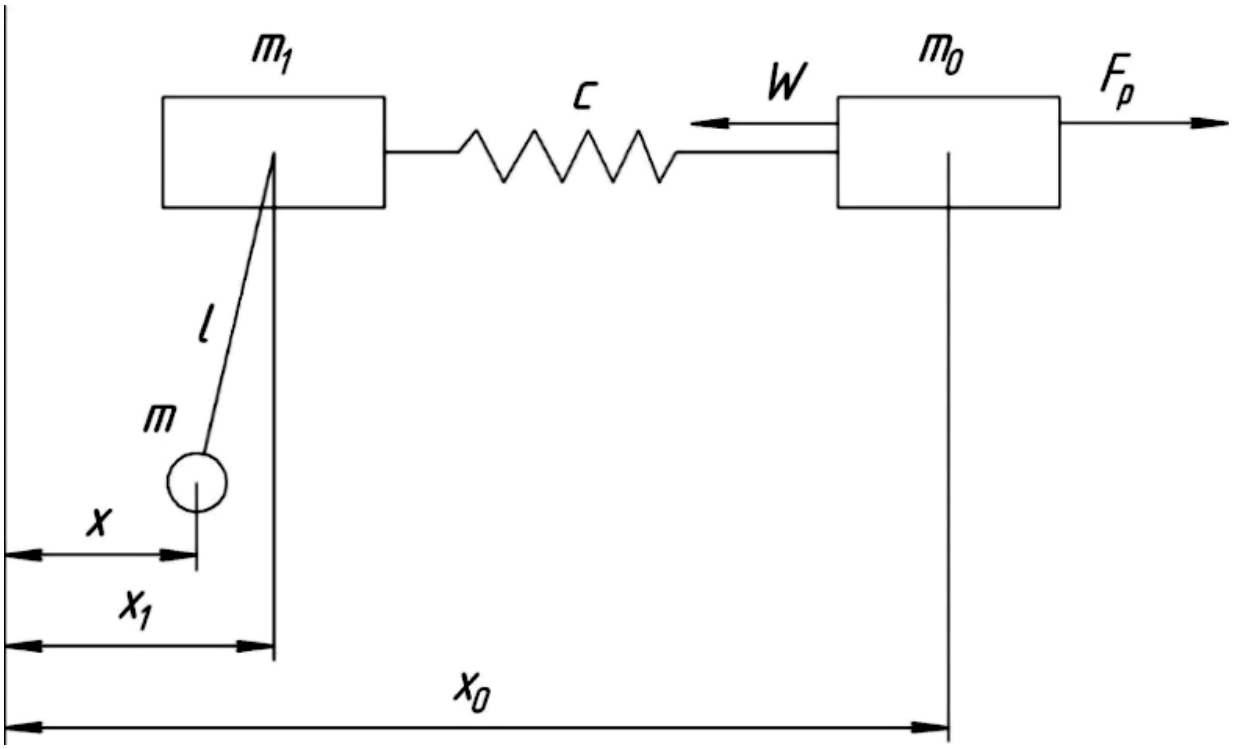


Рисунок 4.7 – Тримасова динамічна модель крана мостового типу

На рис. 4.7. x, x_0, x_1 узагальнені координати зведених мас вантажу, приводу і кінцевих балок та кранового візка із мостовою балкою відповідно, а l – довжина гнучкого підвісу, на якому закріплений вантаж.

Динамічна модель (рис. 4.7) описується наступною системою диференціальних рівнянь руху [7]:

$$\begin{cases} m_0\ddot{x}_0 = F_p - W - c(x_0 - x_1); \\ m_1\ddot{x}_1 = c(x_0 - x_1) - \dfrac{mg}{l}(x_1 - x); \\ \ddot{x} = \dfrac{g}{l}(x_1 - x), \end{cases} \qquad (4.20)$$

де g – прискорення вільного падіння.

Для моделювання динаміки переміщення крана, аналогічно як для двомасові динамічної моделі крана визначимо початкові та кінцеві умови руху для: перехідного процесу пуску, руху на усталеній швидкості, гальмування та для залишкових коливань після зупинки крана.

Тоді для перехідного процесу пуску крана крайові умови матимуть вигляд:

$$\begin{cases} x(0) = x_0(0) = x_1(0) = 0; \\ \dot{x}(0) = \dot{x}_0(0) = \dot{x}_1(0) = 0; \\ x(0) = s; x_0(T) = s_0; x_1(T) = s_1; \\ \dot{x}(0) = V; \dot{x}_0(T) = V_0; \dot{x}_1(T) = V_1, \end{cases} \qquad (4.21)$$

де s, s_0, s_1 – переміщення зведеної маси вантажу, приводу з кінцевими балками та зведеної маси мостової балки крану з візком в кінці перехідного процесу пуску;

V, V_0, V_1 – швидкості відповідно зведеної маси вантажу, приводу з кінцевими балками та зведеної маси мостової балки крану з візком в кінці перехідного процесу пуску;

T - час в кінці перехідного процесу пуску крана.

Відповідно кінцеві умови для перехідного процесу пуску будуть початковими умовами для усталеного руху крана:

$$\begin{cases} x(T)=s; x_0(T)=s_0; x_1(T)=s_1; \\ \dot{x}(T)=V; \dot{x}_0(T)=V_0; \dot{x}_1(T)=V_1; \\ x(T_1)=s'; x_0(T_1)=s_0'; x_1(T_1)=s_1'; \\ \dot{x}(T_1)=V'; \dot{x}_0(T_1)=V_0'; \dot{x}_1(T_1)=V_1', \end{cases} \quad (4.22)$$

де s', s_0', s_1' – переміщення зведеної маси вантажу, приводу з кінцевими балками та зведеної маси мостової балки крану з візком в кінці руху на усталеній швидкості крана;

V', V_0', V_1' – швидкість зведеної маси вантажу, приводу з кінцевими балками та зведеної маси мостової балки крану з візком в кінці руху на усталеній швидкості крана;

T_1 - час в кінці переміщення крана на усталеній швидкості.

Аналогічно, кінцеві умовами усталеного руху будуть початковими умовами для процесу гальмування. Із урахуванням того, що гальмування крана відбувається за рахунок переміщення крана і накладанням гальм на привід механізму переміщення крана, то переміщення і швидкість зведеної маси приводу буде рівною:

$$\begin{cases} x(T_1)=s'; x_0(T_1)=s_0'; x_1(T_1)=s_1'; \\ \dot{x}(T_1)=V'; \dot{x}_0(T_1)=V_0'; \dot{x}_1(T_1)=V_1' \\ x(T_2)=s''; x_0(T_2)=s_0''; x_1(T_2)=s_1''; \\ \dot{x}(T_2)=V''; \dot{x}_0(T_2)=0; \dot{x}_1(T_2)=V_1'', \end{cases} \quad (4.23)$$

де s'', s_0'', s_1'' – переміщення зведеної маси вантажу і приводу з кінцевими балками та зведеної маси мостової балки крану з візком в кінці процесу гальмування;

V'', V_1'' – швидкість зведеної маси вантажу і мостової балки крану з візком в кінці процесу гальмування;

T_2 - час в кінці процесу гальмування крана.

Для моделювання процесу гальмування у математичну модель крана додається ще одна складова гальмівного моменту $M_г$. З урахуванням останнього математична модель крана для процесу гальмування матиме вигляд:

$$\begin{cases} m_0\ddot{x}_0 = -W - c(x_0 - x_1) - \dfrac{M_г}{R}; \\ m_1\ddot{x}_1 = c(x_0 - x_1) - \dfrac{mg}{l}(x_1 - x); \\ \ddot{x} = \dfrac{g}{l}(x_1 - x), \end{cases} \tag{4.24}$$

де R – радіус ходового колеса.

Тоді для моделювання залишкових коливань крана від моменту зупинки зведеної маси приводу з кінцевими балками до часу коли механічна система прийде в стан спокою, крайові умови матимуть вигляд:

$$\begin{cases} x(T_2) = s''; x_0(T_2) = s_0''; x_1(T_2) = s_1''; \\ \dot{x}(T_2) = V''; \dot{x}_0(T_2) = 0; \dot{x}_1(T_2) = V_1''; \\ x(T_3) = s'''; x_0(T_3) = s_0'''; x_1(T_3) = s_1'''; \\ \dot{x}(T_3) = \dot{x}_0(T_3) = \dot{x}_1(T_3) = 0, \end{cases} \tag{4.25}$$

де T_3 - час в момент повної зупинки крана;

s''', s_0''', s_1''' – переміщення зведеної маси вантажу і приводу з кінцевими балками та зведеної маси мостової балки крану з візком після повної зупинки крана.

Для того, щоб характер зміни залишкових коливань був плавно затухаючим у математичну модель (4.20) внести складову дисипації та виключити рівняння руху зведеної маси кінцевих балок крана. Тоді математична модель крана для дослідження залишкових коливань матиме вигляд:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 = c(x_0 - x_1) + k(\dot{x}_0 - \dot{x}_1) - \dfrac{mg}{l}(x_1 - x) - k_в(\dot{x}_1 - \dot{x}); \\ \ddot{x} = \dfrac{g}{l}(x_1 - x) - k_в(\dot{x}_1 - \dot{x}). \end{cases} \tag{4.26}$$

де k - зведений коефіцієнт дисипації енергії мостової балки крана;

$k_в$ - зведений коефіцієнт дисипації енергії власних коливань вантажу.

З урахуванням крайових умов руху (4.21 – 4.23, 4.25) та математичних моделей мостового крана для перехідного процесу пуску та переміщенні на усталеній швидкості (4.20), процесу гальмування (4.24) і залишкових коливань після зупинки крана (4.26) побудуємо графічні залежності, що характеризують переміщення вантажу краном масою 20 тон, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 7 метрів: швидкість зведеної маси кінцевих балок з приводом (рис. 4.8), зведене динамічне зусилля в мостовій балці крана (рис. 4.9).

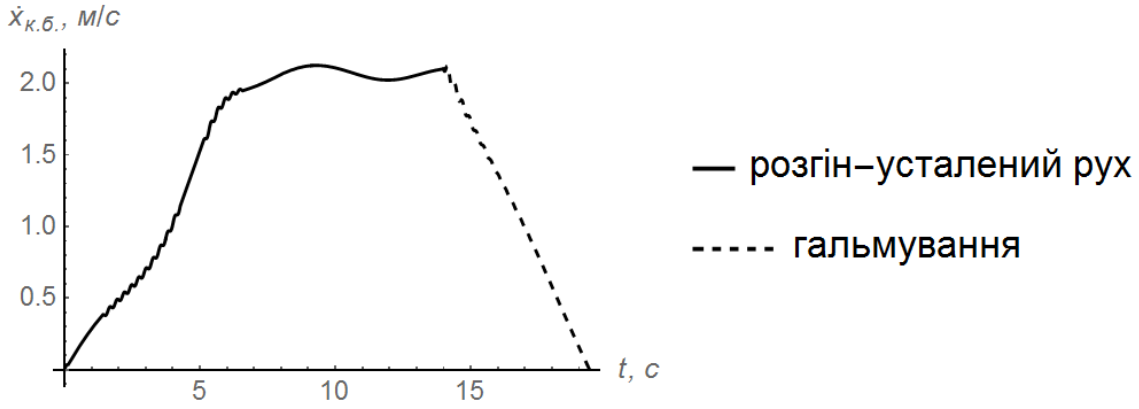


Рисунок 2.8 – Швидкість зведеної маси кінцевих балок з приводом

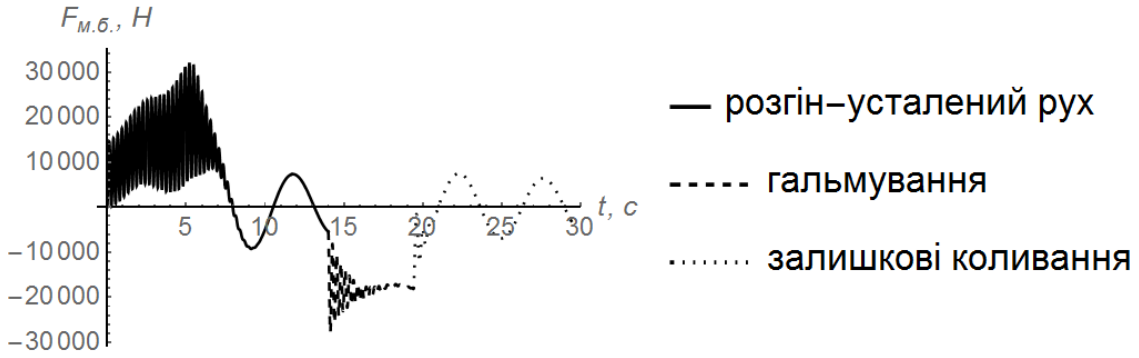
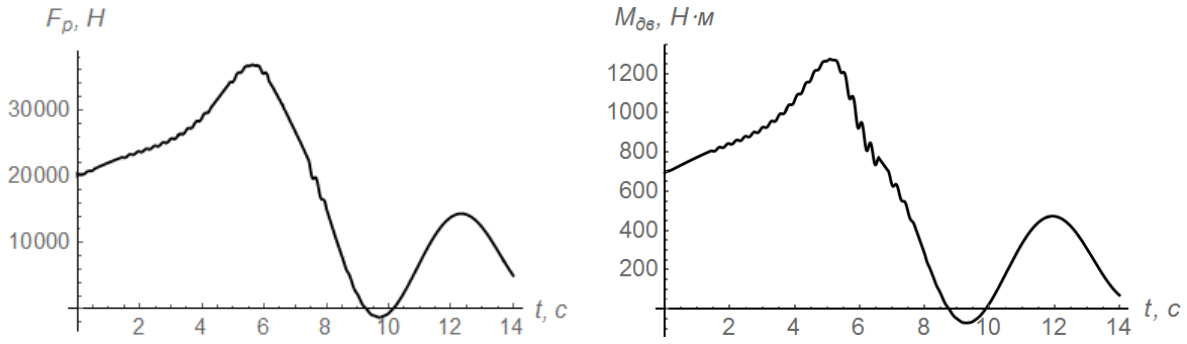


Рисунок 2.9 – Зведене динамічне зусилля в мостовій балці крана під час переміщення вантажу

Побудуємо графічні залежності, які відображають зведене рушійне зусилля (рис. 4.10 а) та зведений крутний момент двигуна (4.10 б) під час пуску механізму переміщення крана.



а б

Рисунок 4.10 – Перехідний процес пуску мостового крана: а) зведене рушійне зусилля прикладене до зведеної маси кінцевих балок крана з приводом; б) зведений приводний момент механізму переміщення мостового крану

Побудуємо фазові портрети коливань зведеної маси мостової балки з візком відносно зведеної маси кінцевих балок з приводом (рис. 4.11) та зведеної маси вантажу відносно кінцевих балок з приводом (рис. 4.12) під час переміщення вантажу краном.

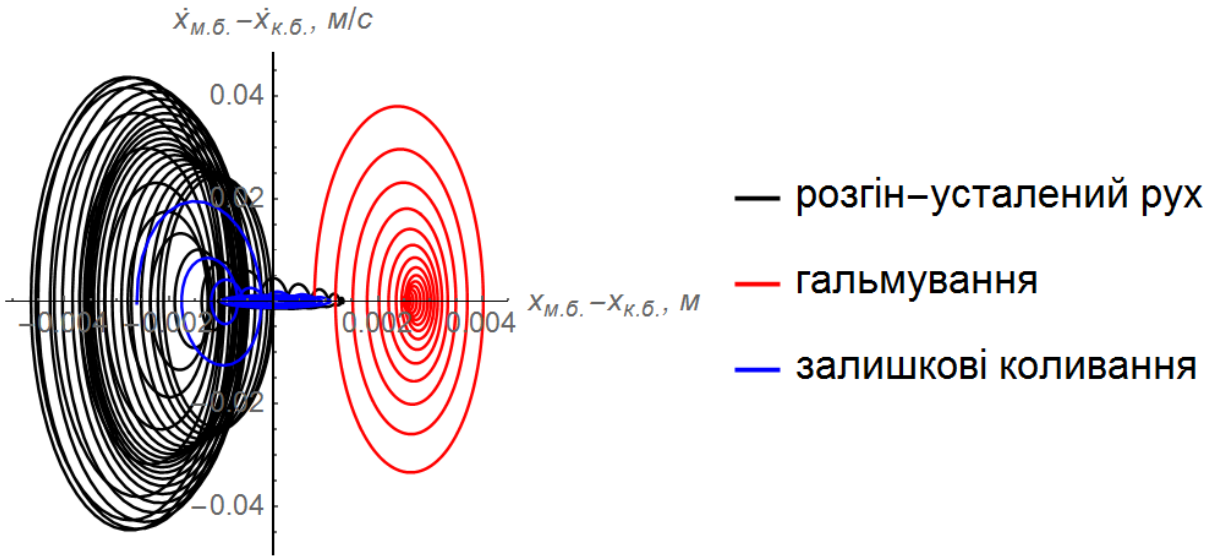


Рисунок 4.11 – Фазовий портрет коливань мостової балки під час переміщення вантажу краном

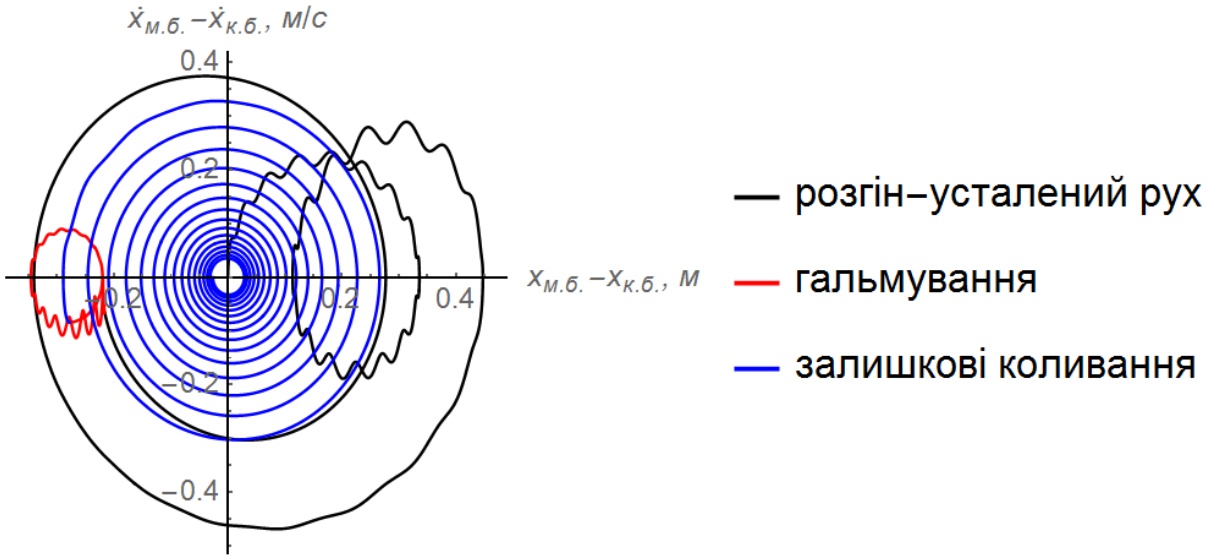


Рисунок 4.12 – Фазовий портрет коливань вантажу під час переміщення крана

4.3. Дослідження динаміки руху чотиримасової динамічної моделі крана мостового типу

Для дослідження динаміки руху крана мостового типу із врахуванням зусилля в жорсткій муфті механізму переміщення мостової балки використаємо чотиримасову динамічну модель (рис. 4.13):

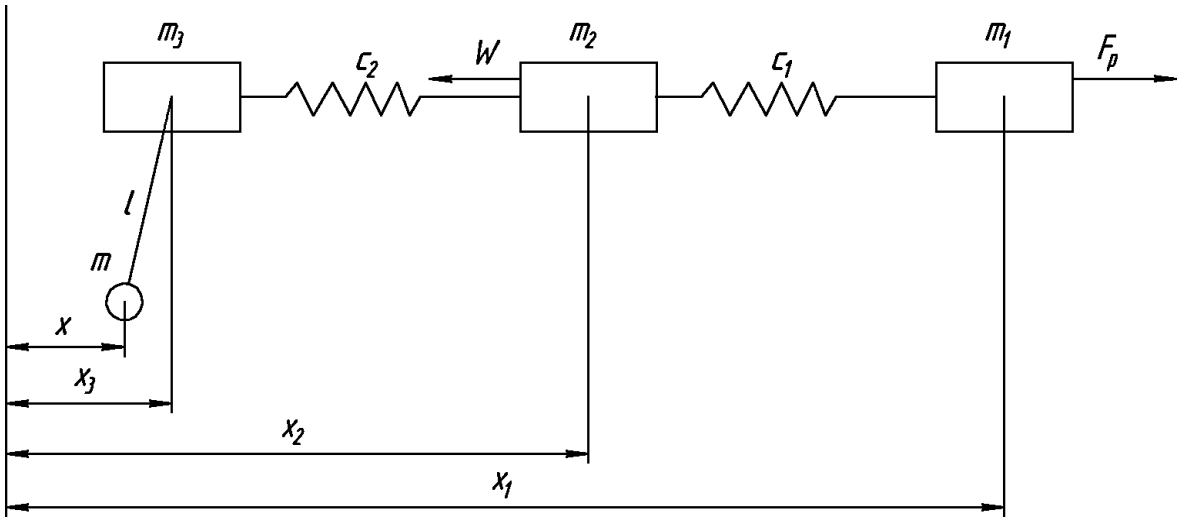


Рисунок 4.13 – Чотиримасова динамічна модель крана мостового типу

Динамічна модель, зображена на рис. 4.13, включає в себе зведені маси m, m_1, m_2, m_3 відповідно вантажу, привода, кінцевих балок та балки з крановим візком. Приведена маса приводу m_1 з'єднана з масою кінцевих балок пружним елементом з жорсткістю c_1, яка визначається залежністю (4.27). До маси привода прикладене рушійне зусилля F_p. Зведена маса кінцевих балок з'єднана з масою балки і крановим візком пружним елементом з жорсткістю c_2. До маси кінцевих балок прикладена сила опору переміщення балки крана W, яка визначається залежністю (4.5). Приведена маса балки крана з візком з'єднана з вантажем гнучким елементом з довжиною *l.* В цій моделі x, x_1, x_2, x_3 узагальнені координати приведених мас вантажу, привода, кінцевих балок і балки з крановим візком відповідно. Модель (4.13) дає можливість більш детально досліджувати рух мостового крана, тому що в ній врахований привід, а жорсткість c_1 це приведена жорсткість муфти при скручуванні, значення якого приводиться до поступального руху крана та визначається за формулою:

$$c_2 = 4 \cdot M_{дв} \cdot u \cdot \eta \cdot \Delta\varphi, \qquad (4.27)$$

де $M_{дв}$ – крутний момент двигуна механізму переміщення крана;

u – передаточне число механізму переміщення крана;

η – коефіцієнт корисної дії механізму переміщення крана;

$\Delta\varphi$ – кут скручування жорсткої муфти приводним двигуном механізму переміщення крана.

Динамічна модель, зображена на (рис. 4.13), описується наступною системою диференціальних рівнянь руху:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) = F_p; \\ m_2\ddot{x}_2 - c_1(x_1 - x_2) + c_2(x_2 - x_3) = -W \\ m_3\ddot{x}_3 - c_2(x_2 - x_3) + \dfrac{mg}{l}(x_3 - x) = 0; ; \\ \ddot{x} - \dfrac{g}{l}(x_3 - x) = 0. \end{cases} \quad (4.28)$$

Аналогічно, як для інших динамічних моделей, які розглядались в попередніх пунктах, переміщення крана розділимо на чотири етапи: перехідний процес пуску, рух на усталеній швидкості, гальмування та залишкові коливання металоконструкції.

Для моделювання цих процесів визначимо крайові умови руху. Під час перехідного пуску крана крайові умови визначаються з таких міркувань: коли система знаходиться у стані спокою її переміщення та швидкість рівні нулю. Після закінчення пуску, швидкість крана рівна номінальній швидкості. Математично це записується так:

$$\begin{cases} x(0) = x_1(0) = x_2(0) = x_3(0) = 0; \\ \dot{x}(0) = \dot{x}_1(0) = \dot{x}_2(0) = \dot{x}_3(0) = 0; \\ x(T) = s; x_1(T) = s_1; x_2(T) = s_2; x_3(T) = s_3; \\ \dot{x}(T) = V; \dot{x}_1(T) = V_1; \dot{x}_2(T) = V_{2;}; \dot{x}_3(T) = V_3; \end{cases} \quad (4.29)$$

де s, s_1, s_2, s_3 – переміщення зведеної маси вантажу, приводу, кінцевих балок та мостової балки крану з візком в кінці перехідного процесу пуску;

V, V_1 V_2 V_3 – швидкість зведеної маси вантажу, приводу, кінцевих балок та мостової балки крану з візком в кінці перехідного процесу пуску;

T - час в кінці перехідного процесу пуску крана.

Тоді початкові умови для усталеного руху крана будуть кінцевими для перехідного процесу пуску:

$$\begin{cases} x(T) = s; x_1(T) = s_1; x_2(T) = s_2; x_3(T) = s_3; \\ \dot{x}(T) = V; \dot{x}_1(T) = V_1; \dot{x}_2(T) = V_{2;}; \dot{x}_3(T) = V_3; \\ x(T_1) = s'; x_1(T_1) = s_1'; x_2(T_1) = s_2'; x_3(T_1) = s_3'; \\ \dot{x}(T_1) = V'; \dot{x}_1(T_1) = V_1'; \dot{x}_2(T_1) = V_{2;}'; \dot{x}_3(T_1) = V_3', \end{cases} \quad (4.30)$$

де s', s_1', s_2', s_3' – переміщення зведеної маси вантажу, приводу, кінцевих балок та мостової балки крану з візком в кінці перехідного процесу пуску;

V', V_1', V_2', V_3' – швидкість зведеної маси вантажу, приводу, кінцевих балок та мостової балки крану з візком в кінці перехідного процесу пуску;

T_1 - час в кінці переміщення крана на усталеній швидкості.

Аналогічно, для процесу гальмування початкові умови руху, будуть кінцевими умовами на усталеного руху. Із урахуванням того, що гальмування крана відбувається за рахунок та накладанням гальм на привід механізму переміщення крана, швидкість зведеної маси приводу буде рівною нулю, а крайові умови руху матимуть вигляд:

$$\begin{cases} x(T_1)=s';\ x_1(T_1)=s_1';\ x_2(T_1)=s_2';\ x_3(T_1)=s_3'; \\ \dot{x}(T_1)=V';\ \dot{x}_1(T_1)=V_1';\ \dot{x}_2(T_1)=V_{2;}';\ \dot{x}_3(T_1)=V_3'; \\ x(T_2)=s'';\ x_1(T_2)=s_1'';\ x_2(T_2)=s_2'';\ x_3(T_2)=s_3''; \\ \dot{x}(T_2)=V'';\ \dot{x}_1(T_2)=0;\ \dot{x}_2(T_2)=V_{2;}'';\ \dot{x}_3(T_2)=V_3''; \end{cases} \tag{4.31}$$

де s'', s_1'', s_2'', s_3'' – переміщення зведеної маси вантажу, кінцевих балок, мостової балки крану з візком в кінці процесу гальмування;

V'', V_2'', V_3'' – швидкість зведеної маси вантажу, кінцевих та мостової балки крану з візком в кінці процесу гальмування;

T_2 - час в кінці процесу гальмування крана.

З урахуванням гальмівного моменту електродвигуна механізму переміщення крану мостового типу математична модель крана матиме вигляд:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + c_1(x_1-x_2)=\dfrac{M_{\partial}}{R}; \\ m_2\ddot{x}_2 - c_1(x_1-x_2)+c_2(x_2-x_3)=-W \\ m_3\ddot{x}_3 - c_2(x_2-x_3)+\dfrac{mg}{l}(x_3-x)=0; \\ \ddot{x}-\dfrac{g}{l}(x_3-x)=0. \end{cases} \tag{4.32}$$

Тоді для моделювання залишкових коливань крана від моменту зупинки до часу, коли механічна система прийде в стан спокою, кінцеві умови матимуть вигляд:

$$\begin{cases} x(T_2) = s''; x_1(T_2) = s_1''; x_2(T_2) = s_2''; x_3(T_2) = s_3''; \\ \dot{x}(T_2) = V''; \dot{x}_1(T_2) = 0; \dot{x}_2(T_2) = V_{2;}''; \dot{x}_3(T_2) = V_3''; \\ x(T_3) = s'''; x_1(T_3) = s_1'''; x_2(T_3) = s_2'''; x_3(T_3) = s_3'''; \\ \dot{x}(T_3) = 0; \dot{x}_1(T_3) = 0; \dot{x}_2(T_3) = 0; \dot{x}_3(T_3) = 0, \end{cases} \quad (4.33)$$

де s''', s_1''', s_2''', s_3''' – переміщення зведеної маси вантажу, привода, кінцевих балок, мостової балки крану з візком після повної зупинки крана;

T_3 - час в момент повної зупинки крана.

Для того, щоб характер зміни залишкових коливань був плавно затухаючим у математичну модель (4.28) необхідно ввести складову дисипації та виключити рівняння руху зведеної маси привода. Тоді математична модель крана для дослідження залишкових коливань матиме вигляд:

$$\begin{cases} m_2\ddot{x}_2 - c_1(x_1 - x_2) - k_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_2(x_2 - x_3) + k_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) = -W \\ m_3\ddot{x}_3 - c_2(x_2 - x_3) - k_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + \dfrac{mg}{l}(x_3 - x) + k(\dot{x}_3 - \dot{x}) = 0; \\ \ddot{x} - \dfrac{g}{l}(x_3 - x) - k(\dot{x}_3 - \dot{x}) = 0, \end{cases} \quad (4.34)$$

де k – зведений коефіцієнт дисипації енергії коливань вантажу;

k_1 – зведений коефіцієнт дисипації енергії приводу крана;

k_2 – зведений коефіцієнт дисипації енергії мостової балки крана.

Тоді з урахуванням крайових умов руху (4.29 – 4.31, 4.33) розв’язок систем диференціальних рівнянь руху (4.28, 4.32, 4.34) для чотиримасової динамічної моделі крана (рис. 4.13) з використанням чисельного інтегрування дає можливість побудувати графічні залежності, що характеризують переміщення вантажу краном масою 20 тон, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 7 метрів: зведеної маси привода (рис. 4.14)

зведеного динамічного зусилля у мостовій балці крана (рис. 4.15), зведеного зусилля в кінцевих балках крана (рис. 4.16).

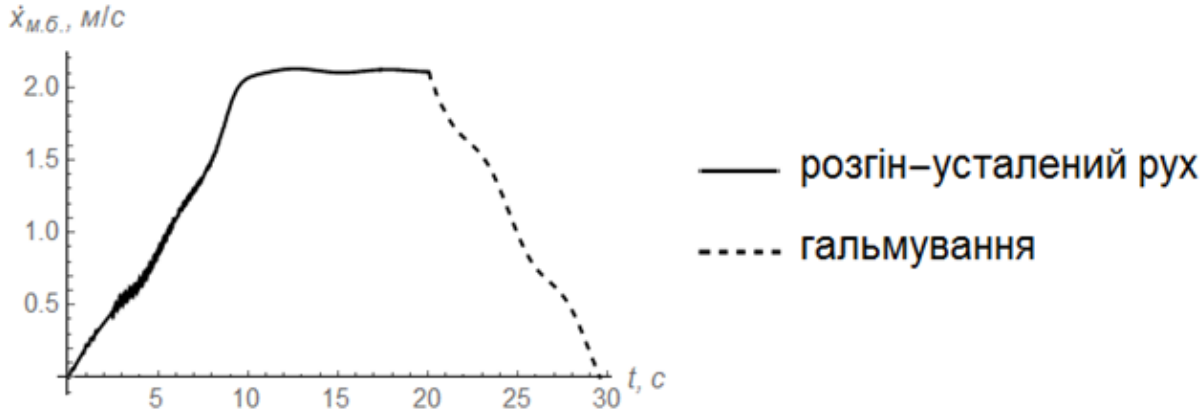


Рисунок 4.14 – Швидкість зведеної маси мостової балки з крановим візком під час переміщення вантажу

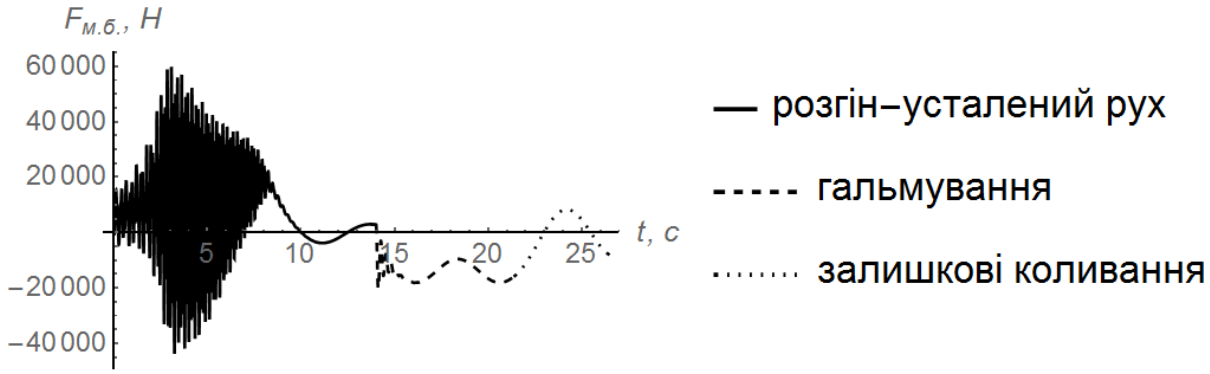


Рисунок 2.15 – Зведене динамічне зусилля, що діє в мостовій балці крана під час переміщення крана

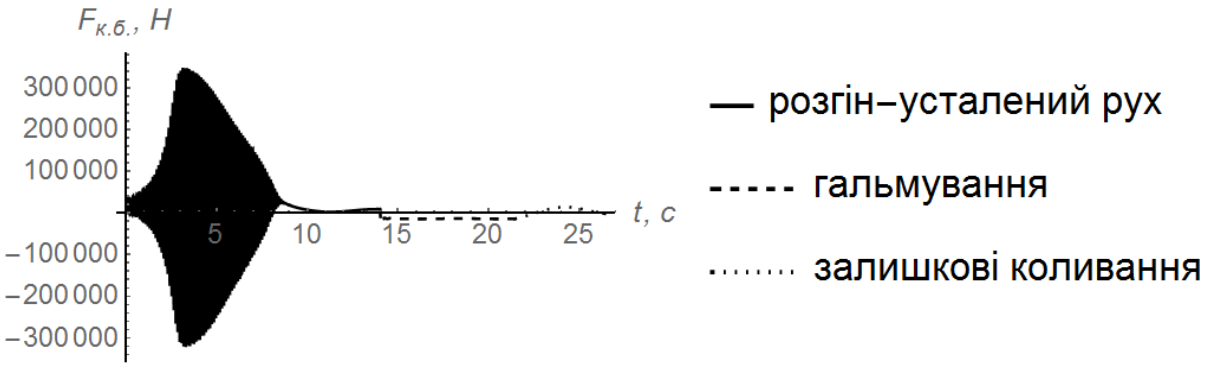


Рисунок 4.16 – Зведене динамічне зусилля до горизонтального переміщення крана, яке діє в жорсткій муфті при скручуванні двигуном механізму переміщення крана

Для оцінки прогину балки під час переміщення крана мостового типу побудуємо фазовий портрет коливань зведеної маси мостової балки відносно зведеної маси кінцевих балок крана (рис. 4.18).

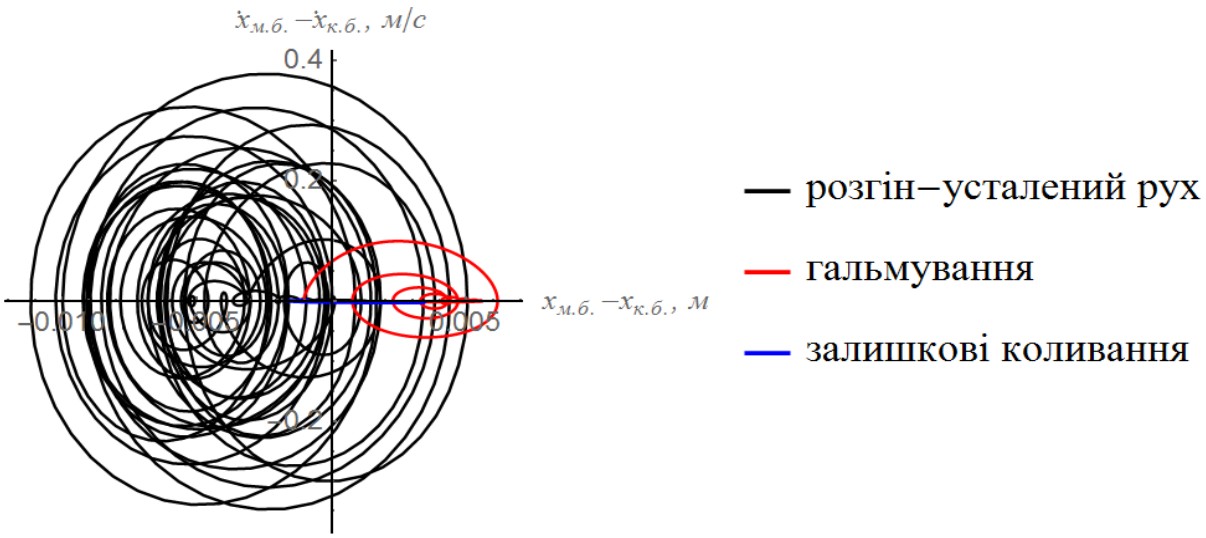


Рисунок 4.17 – Фазовий портрет коливань зведеної маси кранової балки з візком відносно зведеної маси кінцевих балок під час переміщення вантажу

Для розрахунків використані параметри крана та приводного двигуна механізму переміщення мостової балки, що наведені у [10].

4.4. Аналіз теоретичних досліджень динаміки переміщення крана мостового типу

Розв’язок диференціальних рівнянь, що описують рух двомасової динамічної моделі крану, дає змогу оцінити навантаження, які діють в мостовій балці. Для дослідження впливу коливань вантажу, який закріплений на гнучкому підвісі на динамічні навантаження в крановому мості слід використовувати три та чотиримасову динамічні моделі. Також чотиримасова модель дає змогу дослідити приведене зусилля до поступального руху крана, яке виникає в жорсткій муфті привода механізму переміщення крана при скручуванні. З графіків, що зображені на (рис. 4.2, 4.9, 4.15), які відображають зміну динамічного зусилля в мостовій балці та в

пружній муфті (рис. 4.10) механізму переміщення крану видно, що перехідний процес пуску супроводжується значними динамічними навантаженнями. При досягнені краном усталеної швидкості коливання динамічного зусилля плавно затухають, а для двомасової моделі відсутні. Дослідження три- та чотиримасової динамічної моделі показали, що коливання вантажу викликають додаткові динамічні навантаження на металоконструкцію протягом всього процесу переміщення крану. Також процес пуску механізму переміщення супроводжується коливаннями приводного моменту двигуна, що зумовлено дією електромагнітного моменту двигуна, який змінюється за рівнянням Клосса і є нелінійним.

При проведені теоретичного дослідження дво- три та чотиримасової динамічної моделі, виявлено, що динамічні навантаження на металоконструкцію крана виникають за рахунок нелінійної механічної характеристики двигуна та коливання вантажу під час переміщення, які спричиняють додаткові навантаження на металоконструкцію через гнучкий підвіс. При дослідженні динаміки переміщення крана з використанням тримасової динамічної моделі крана максимальне зусилля в мостовій балці крана під час перехідного процесу пуску становить 31503 Н, рушійне зусилля – 35650 Н, а момент приводного двигуна механізму переміщення крана 1274 Н·м. При досліджені чотиримасової моделі крана зусилля в мостовій балці крана становить 59782 Н і в 1,9 рази більші, ніж при досліджені тримасової моделі. Максимальні зусилля в кінцевих балках крана знаходиться в діапазоні від 329203 до 357145 Н. Теоретичні дослідження показали, що найбільші динамічні навантаження в металоконструкції та приводному механізмі крана виникають під час перехідного процесу пуску.

Усунути динамічні навантаження на металоконструкцію, під час перехідного процесу пуску можна шляхом оптимізації перехідних режимів розгону/гальмування, що також дасть змогу усунути коливання вантажу під час усталеного руху мостової балки та покращить динамічні параметри крана під час всього процесу переміщення вантажу.

Висновки до четвертого розділу

1. Проведений динамічний аналіз дво- три- та чотиримасової динамічних моделей крана мостового типу. Двомасова модель крана дає змогу дослідити зусилля лише в мостовій балці крана. У порівнянні з останньою, тримасова динамічна модель крана, враховує вантаж закріплений на гнучкому підвісі, що дозволяє дослідити зусилля в мостовій балці, які виникають за рахунок коливальних процесів вантажу.
2. Для дослідження пружного зусилля у жорсткій муфті, приведеного до поступального руху, яка передає крутний момент від електродвигуна до механізму переміщення крана запропоновано використовувати чотиримасову динамічну модель, яка більш повно враховує динамічні процеси в металоконструкції крана.
3. Теоретичне дослідження динамічних моделей крана показав, що пікові значення зведених динамічних навантажень, що діють у металоконструкції виникають саме під час перехідного процесу пуску механізму переміщення крана. Тому більше уваги при досліджені приділено саме процесу пуску крана.
4. Переміщення крана для три- та чотиримасової динамічної моделі супроводжується низькочастотними та високочастотними коливаннями металоконструкції. які більш повно відображають в останній моделі.
5. Високочастотні коливання виникають під час перехідного процесу пуску за рахунок пружних властивостей металоконструкції, а низькочастотні під час усього процесу переміщення крана і зумовлені коливаннями вантажу. Слід відмітити, що низькочастотні та високочастотні коливання металоконструкції та вантажу залишаються навіть після зупинки крана.

РОЗДІЛ 5
ОПТИМІЗАЦІЯ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

5.1. Обґрунтування методу та критерію оптимізації

Динамічний аналіз руху системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб”, який проведено у другому розділі, показує значну навантаженість елементів механізму підйому вантажу та підвіски транспортного засобу. Навантаження цих елементів носять коливний характер і тому необхідно обирати такі режими роботи механізму підйому вантажу, щоб вони були мінімізовані або взагалі зникли. Для досягнення цієї мети необхідно певним чином виконувати керування приводним двигуном механізму підйому вантажу. Можна показати, що існує нескінченно велика кількість способів досягнення поставленої мети. Однак, із всієї сукупності можливих способів керування приводним двигуном необхідно вибрати один – той, який би забезпечував виконання певних умов. Такими умовами є мінімізація небажаних енергетичних та динамічних показників роботи механізму під час підйому та опускання вантажу.

Оскільки аргументом функцій, які описують вказані показники роботи механізму, є час, то необхідно використовувати їх інтегральну оцінку, тобто розглядати інтегральний оптимізаційний критерій. Необхідно сказати, що крім інтегральних критеріїв для оптимізації режимів руху машин та механізмів використовуються також інші, наприклад: максимальні значення кінематичних функцій елементів машин та механізмів [50, 158], тривалість перехідних процесів і коефіцієнт динамічності [159], коефіцієнт нерівномірності руху [160] тощо.

У наведених нижче дослідженнях використано інтегральні критерії, що розроблені у роботах Б.Є. Горського та В.С. Ловейкіна [54, 56]. Структура

інтегральних оптимізаційних критеріїв у загальному вигляді може бути записана у наступному вигляді:

$$I(x_i) = \int_{t_i}^{t_{i+1}} F(t,\ x_i(t),\ \dot{x}_i(t),\ \ddot{x}_i(t),\ ...,\ \overset{n}{x}_i(t))dt \to \min\ , \tag{5.1}$$

де $x_i, \dot{x}_i, ... \overset{n}{x}_i$ – узагальнені координати динамічної системи та їх вищі похідні за часом включно до *n*-го порядку на *i*-тому етапі руху системи;

t_i, t_{i+1} – моменти початку та закінчення *i*-того етапу руху системи (для першого етапу руху t_1=0);

F – підінтегральний вираз оптимізаційного критерію, який відображає небажані або бажані показники руху системи і який у загальному випадку є нелінійною функцією своїх аргументів.

Величина критерію (5.1) залежить від його підінтегрального виразу та меж інтегрування, які, як правило, є заданими. Підставляючи різні функції *x*(*t*), які задовольняють рівнянням руху системи, а також крайовим умовам, після інтегрування можна отримати різні значення критерію (5.1). Порівнюючи між собою значення, які набуває критерій (5.1), можемо знайти найкращу, з позицій зменшення критерію (5.1), функцію.

Зазначимо, що підінтегральний вираз на різних ділянках руху системи може приймати різні знаки: якщо підінтегральний вираз від'ємний, то критерій (5.1) зменшується, а якщо додатній – то збільшується. Найменше значення критерію (5.1) не може бути досягнуто, оскільки воно рівне „-∞", тобто воно не має практичного сенсу. Для того, щоб позбутися цього недоліку використовують підінтегральні вирази критеріїв (5.1) у вигляді квадратичної функції. У цьому випадку найменше значення критерію (5.1) є деяким числом.

Для того, щоб знайти розв'язок задачі оптимального керування рухом механізмом підйому вантажу, можна використати різні методи [161]: варіаційне числення [60], принцип максимуму Л.С. Понтрягіна [57],

динамічне програмування [162], функціональний аналіз [163] та наближені методи [62, 164, 165].

Для знаходження оптимального керування механізмом підйому вантажу будемо використовувати варіаційні методи, з допомогою яких розв'язок оптимізаційної задачі зводиться до знаходження функції-розв'язку рівняння Ейлера-Пуассона (звичайне однорідне диференціальне рівняння, порядок якого залежить від порядку найвищої похідної функції, яка входить у підінтегральний вираз критерію (5.1)). Таким чином, шукана функція (екстремаль задачі) є гладкою. При цьому реалізація оптимального закону руху механізму підйому вантажу на практиці відбувається плавно і не супроводжується значними динамічними навантаженнями у елементах крана і підвіски транспортного засобу, що, у свою чергу, зумовлює підвищення довговічності їх роботи.

Використання ж принципу максимуму [57] для мінімізації функціоналу (5.1) не дає кінцевого розв'язку задачі: отримана при розв'язуванні функція є кусочною з невідомими значеннями моментів часу переходу від однієї ділянки екстремалі до іншої.

Динамічне програмування для задачі оптимізації руху механізму підйому вантажу також недоцільно використовувати, оскільки цей метод зводить задачу до розв'язування нелінійного диференціального рівняння у частинних похідних (рівняння Беллмана) [162]. Загальних методів знаходження рівняння Беллмана не існує.

Крім того, розв'язок задачі із використанням динамічного програмування представляється у замкненому вигляді, тобто керування є функцією фазових координат системи. Це вимагає відстеження фазових координат системи та їх вищих похідних за часом у режимі реального часу. Це неможливо зробити для механізму підйому вантажу (наприклад, неможливо точно визначити положення вантажу, оскільки при його підйомі/опусканні він виконує високочастотні коливання у вертикальному напрямку).

5.2. Постановка оптимізаційної задачі

У попередньому розділі встановлено, що зменшення швидкості підйому вантажу на етапі натягу канату дозволяє ефективно знизити рівень динамічних навантажень у канаті. Тому етап вибору слабини канату та його натяг необхідно виконувати на пониженій швидкості. Таким чином, початок третього етапу руху системи (коли вантаж вже не взаємодіє з транспортним засобом) характеризується незначною швидкістю переміщення вантажу. У подальшому необхідно збільшувати швидкість підйому вантажу до номінальної, що викликано необхідністю зменшення тривалості циклу підйому/опускання вантажу. Таким чином, оптимізація режиму підйому вантажу виконується для третього та четвертого (гальмування приводу) етапів руху системи.

Для режиму опускання вантажу динамічні та енергетичні показники роботи механізму підйому вантажу залежать від перехідних режимів його руху, які тривають на першому етапі: спочатку відбувається розгін механізму до номінальної швидкості, рух на номінальній швидкості та зменшення швидкості до посадочної.

Для проведення оптимізації перехідних режимів руху механізму підйому вантажу необхідно мати його математичну модель. У роботі [29] показано, що використання систем рівнянь, що описують рух тримасової динамічної моделі підйому механізму підйому вантажу на третьому етапі (2.5), не дозволяє провести оптимізацію, оскільки при цьому не забезпечуються кінцеві умови руху окремих зосереджених мас. У практичному плані це може викликати коливання вантажу на канаті та кранового моста, що за умовами задачі є неприпустимим.

Тому для проведення оптимізації режимів підйому/опускання вантажу було запропоновано використовувати систему з двох диференціальних рівнянь другого порядку, що описують рух зведених мас механізму та вантажу [166-168]:

$$\begin{cases} m_n \ddot{x}_n + c_к (x_n - x_в) = F_n - W; \\ c_к (x_n - x_в) = m_в (\ddot{x}_в + g). \end{cases} \quad (5.2)$$

Модель (5.2) справедлива для умови значної жорсткості кранової балки, або для випадку коли підйом/опускання вантажу виконується біля однієї з опор крана. Крім того, у моделі (5.2) не враховані дисипативні характеристики системи, що не вносить значних похибок у розрахунки.

Для проведення оптимізації необхідно також задати крайові умови руху системи. У загальному вигляді вони записуються так:

$$\begin{cases} x_n(t_i) = x_{n.t_i},\ \dot{x}_n(t_i) = v_{t_i},\ x_в(t_i) = x_{в.t_i},\ \dot{x}_в(t_i) = v_{t_i}; \\ x_n(t_{i+1}) = x_{n.t_i} + s,\ \dot{x}_n(t_{i+1}) = v_{t_{i+1}};\ x_в(t_{i+1}) = x_{в.t_i} + s,\ \dot{x}_в(t_i) = v_{t_{i+1}}, \end{cases} \quad (5.3)$$

де $x_{n.t_i}$ та $x_{n.t_{i+1}}$ – положення зведеної маси приводу на початку та у кінці *i*-того етапу;

де $x_{в.t_i}$ – положення зведеної маси вантажу на початку *i*-того етапу (за умови відсутності коливного руху зведеної маси вантажу її положення на величину $\frac{m_в g}{c_к}$ більше, ніж положення зведеної маси приводу. Це випливає, того, що на вантаж діє сила ваги, яка спричиняє розтяг канату на величину $\frac{m_в g}{c_к}$);

v_{t_i} та $v_{t_{i+1}}$ – швидкість зведених мас приводу та вантажу на початку і у кінці *i*-того етапу відповідно;

s – переміщення зведених мас приводу та вантажу у кінці *i*-того етапу.

Рівність швидкостей зведених мас приводу та вантажу на початку етапу випливає з припущення, що вони не виконують коливний рух: на початку третього етапу зведені маси вантажу та приводу рухаються на посадочній швидкості, досягнення якої не супроводжується значимими перехідними процесами і вони швидко затухають; для четвертого етапу режиму підйому вантажу зведені маси рухаються з номінальною швидкістю і

коливні процеси відсутні, оскільки кінцеві умови руху цих мас на третьому етапі забезпечують відсутність коливань зведених мас.

Аналогічні викладки можна зробити і для режиму опускання вантажу: на початку першого етапу зведені маси мають нульову швидкість; на етапі переходу до посадочної швидкості коливання зведеної маси вантажу відносно зведеної маси приводу відсутні.

Для проведення оптимізації виберемо оптимізаційний критерій:

$$I = \int_{t_i}^{t_{i+1}} \left(P_n^2 \delta_1 + F_к^2 \delta_2 \right) dt = \int_{t_i}^{t_{i+1}} \left((F_n \dot{x}_n)^2 \delta_1 + (c_к (x_n - x_в))^2 \delta_2 \right) dt \to \min , \tag{5.4}$$

де P_n – потужність приводного двигуна;

$F_к$ – зусилля натягу канату;

δ_1 та δ_2 – коефіцієнти, які визначаються з наступних залежностей:

$$\begin{cases} \delta_1 = \dfrac{k_1}{P_{ном}^2}; \\ \delta_2 = \dfrac{k_2}{m_в^2 g^2}, \end{cases} \tag{5.5}$$

де $P_{ном}$ – номінальна потужність приводу механізму підйому вантажу;

k_1 та k_2 – безрозмірні вагові коефіцієнти, які визначають важливість тієї чи іншої складової критерію (5.4), і які пов’язані залежністю: $k_1 + k_2 = 1$. Вирази (5.5) дозволяють зводити одиничні критерії (квадрати потужності приводного двигуна та зусилля натягу канату) до безрозмірних величин. Це, у свою чергу, дає змогу сформувати інтегральний критерій (5.4), за яким можна провести комплексну оптимізацію перехідних режимів руху механізму підйому вантажу.

Для проведення оптимізації обрано саме дві величини: потужність приводного двигуна та зусилля натягу канату. Вони входять у вираз критерію (3.4) у безрозмірних формах. Вибір саме цих величин для проведення оптимізації перехідних режимів руху механізму підйому вантажу випливає з їх важливості: перша величина дозволяє зменшити потужність двигуна у

перехідних режимах і таким чином підвищити енергоефективність роботи крана, а друга – знизити динамічні навантаження у канаті, що збільшує довговічність його роботи.

При розв'язуванні задачі отримаємо вираз, який буде містити коефіцієнти k_1 і k_2. Зміною їх значень можна забезпечити ті чи інші вимоги до режимів руху механізму підйому вантажу, які, як правило, є суперечливими. Числові величин вагових коефіцієнтів k_1 і k_2 встановлюються за допомогою різноманітних методів [27, 54, 169, 170], наприклад, за допомогою методу експертних оцінок.

Крім інтегрального критерію (5.4) поставимо також термінальні критерії [171], які виражаються такими залежностями:

$$\begin{cases} F_n^2(t_i) \to \min; \\ \dot{F}_n^2(t_i) \to \min; \\ F_n^2(t_{i+1}) \to \min; \\ \dot{F}_n^2(t_{i+1}) \to \min, \end{cases} \tag{5.6}$$

де F_n – зведене зусилля приводу механізму підйому вантажу.

Мінімізація термінальних критеріїв (5.6) дозволяє усунути удари у кінематичних зачепленнях приводу, що підвищує їх надійність та довговічність.

Таким чином, оптимізаційна задачі (5.2)-(5.6) поставлена. Для того, щоб привести її до зручного для розв'язування вигляду проведемо певні перетворення. З виразу (5.4) видно, що необхідно шукати дві невідомі функції, які описують положення вантажу та приводу. Однак, ці функції зв'язані між собою другим рівнянням системи (5.2). Таким чином, функцію положення приводу можна виразити через функцію положення вантажу та її другу похідну за часом:

$$x_n = x_в + \frac{m_в}{c_к}(\ddot{x}_в + g). \tag{5.7}$$

Можна у загальному вигляді записати вищі похідні виразу x_n за часом:

$$\overset{j}{x}_n = \overset{j}{x}_в + \frac{m_в}{c_к} \overset{j+2}{x}_в, \tag{5.8}$$

де j – індекс, що позначає порядок похідної виразу x_n.

Враховуючи вирази (5.7) та (5.8), можемо переписати вираз функціоналу (5.2) у наступному вигляді:

$$I = \int_{t_i}^{t_{i+1}} \left(\left((\ddot{x}_в + \frac{m_в}{c_к} \overset{IV}{x}_в) m_n + m_в(\ddot{x}_в + g) \right) (\dot{x}_в + \frac{m_в}{c_к} \dddot{x}_в) \right)^2 \delta_1 + m_в^2 (g + \ddot{x}_в)^2 \delta_2 \Bigg) dt \to \min . \tag{5.8}$$

Аналогічно, можна переписати вирази термінальних критеріїв:

$$\begin{cases} (\ddot{x}_в(t_i) + \frac{m_в}{c_к} \overset{IV}{x}_в(t_i)) m_n + m_в(\ddot{x}_в(t_i) + g))^2 \to \min; \\ (\dddot{x}_в(t_i) + \frac{m_в}{c_к} \overset{V}{x}_в(t_i)) m_n + m_в(\dddot{x}_в(t_i) + g))^2 \to \min; \\ (\ddot{x}_в(t_{i+1}) + \frac{m_в}{c_к} \overset{IV}{x}_в(t_{i+1})) m_n + m_в(\ddot{x}_в(t_{i+1}) + g))^2 \to \min; \\ (\dddot{x}_в(t_{i+1}) + \frac{m_в}{c_к} \overset{V}{x}_в(t_{i+1})) m_n + m_в(\dddot{x}_в(t_{i+1}) + g))^2 \to \min. \end{cases} \tag{5.9}$$

Також, з урахуванням формул (5.7) та (5.8) запишемо крайові умови руху системи (3.3):

$$\begin{cases} x_в(t_i) = x_{в.t_i}, \ \dot{x}_в(t_i) = v_{t_i}, \ \ddot{x}_в(t_i) = 0, \ \dddot{x}_в(t_i) = 0; \\ x_в(t_{i+1}) = x_{в.t_i} + s, \ \dot{x}_в(t_{i+1}) = v_{t_{i+1}}, \ \ddot{x}_в(t_{i+1}) = 0, \ \dddot{x}_в(t_{i+1}) = 0. \end{cases} \tag{5.10}$$

Таким чином, виконані перетворення дозволили звести оптимізаційну задачу до відшукування лише однієї невідомої функції $x_в$. Це значно спрощує оптимізаційну задачу.

Для ефективного розв’язання даної задачі (5.8)-(5.10) необхідно провести її аналіз.

5.3. Аналіз поставленої варіаційної задачі та її розв'язування

Для встановлення типу екстремуму, який може досягатися на критерії (5.8), використаємо умову Лежандра [60]:

$$\frac{\partial^2 V}{\partial \overset{IV}{x}_в^2} = \left(\sqrt{2\delta_1} c^{-1} m_в m_п (\dot{x}_в + \frac{m_в}{c_к} \ddot{x}_в) \right)^2 > 0, \tag{5.11}$$

де V – підінтегральний вираз критерію (5.8). Додатність виразу (5.12) означає, що критерій (5.8) може набувати мінімуму.

Оцінимо можливості використання варіаційного числення [60] для розв'язування поставленої задачі. Для цього запишемо необхідну умову мінімуму критерію (5.4) – рівняння Ейлера-Пуассона. Формально його можна подати у наступному вигляді:

$$\sum_{r=1}^{4} (-1)^r \frac{d^r}{dt^r} \frac{\partial^r V}{d \overset{2r}{x}_в} = f(x_в) = 0, \; r = 1, \; 2, \; 3, 4. \tag{5.12}$$

Рівняння (5.12) у розгорнутому вигляді має значний об'єм, крім того, воно є нелінійним. Це означає, що знайти розв'язок цього рівняння у аналітичному вигляді знайти неможливо. Задача ускладнюється тим, що на шуканій екстремалі необхідно забезпечити мінімуми термінальним критеріям (5.9).

Використання принципу максимуму та динамічного програмування не дає суттєвих переваг в плані зниження складності розв'язування оптимізаційної задачі. Тому необхідно використати один з прямих варіаційних методів, які дають змогу знайти наближений розв'язок задачі.

Для розв'язування задачі застосуємо метод коллокацій, який успішно використовується для розв'язування подібних задач [172]. У відповідності до цього методу виберемо базисну функцію, яка забезпечує крайові умови (5.10).

Крім того, для забезпечення абсолютних мінімумів термінальних критеріїв (5.9) встановимо вимогу рівності нулю четвертої та п'ятої похідної

функції $x_в$ за часом на початку та у кінці i-того етапу. Базисну функцію шукаємо у вигляді полінома. Для забезпечення наведених вимог сформуємо крайову задачу:

$$\begin{cases} x_в^{XIII} = 0, \\ \begin{cases} x_в(t_i) = x_{в.t_i},\ \dot{x}_в(t_i) = v_{t_i},\ \ddot{x}_в(t_i) = 0,\ \overset{\cdots}{x}_в(t_i) = 0,\ x_в^{IV}(t_i) = 0,\ x_в^{V}(t_i) = 0; \\ x_в\left(\dfrac{t_i + t_{i+1}}{2}\right) = C_1; \\ x_в(t_{i+1}) = x_{n.t_i} + s,\ \dot{x}_в(t_{i+1}) = v_{t_{i+1}},\ \ddot{x}_в(t_{i+1}) = 0,\ \overset{\cdots}{x}_в(t_{i+1}) = 0,\ x_в^{IV}(t_{i+1}) = 0,\ x_в^{V}(t_{i+1}) = 0, \end{cases} \end{cases} \tag{5.13}$$

де C_1 – коефіцієнт, який дає змогу на функції-розв'язку крайової задачі (5.13) забезпечити розв'язок рівняння Ейлера-Пуассона (5.12) лише у момент часу $\dfrac{t_i + t_{i+1}}{2}$. Розв'язок крайової задачі (5.13) наведено у Додатку А (А.1).

Згідно з методом коллокацій необхідно сформувати нев'язку диференціального рівняння (5.12). Це виконується шляхом підстановки вищих похідних функції А.1 за часом включно до восьмого порядку у вираз (5.12). Знайдену нев'язку рівняння (5.12) необхідно наблизити до нуля. Це можливо виконати шляхом підбору коефіцієнта C_1. Для цього підставимо у вираз нев'язки замість символу часу t вираз $\dfrac{t_i + t_{i+1}}{2}$ і будемо вимагати рівність нулю нев'язки у даний момент часу. Це приводить до необхідності розв'язування кубічного рівняння:

$$aC_1^3 + bC_1^2 + cC_1 + d = 0, \tag{5.14}$$

де a, b, c і d – коефіцієнти, які залежать від параметрів системи та режимних параметрів того чи іншого етапу підйому/опускання вантажу (вирази коефіцієнтів a, b, c і d значні за об'ємом, тому не наведені). Розв'язок рівняння (5.14) виконали за допомогою методу Кардано [173]. З трьох коренів алгебраїчного рівняння (5.14) оберемо один – той, який забезпечує

фізичні умови руху системи (вираз обраного кореня рівняння наведено у Додатку А). Знайдений корінь (тобто значення коефіцієнту C_1) має фізичний сенс – це положення вантажу в момент часу $\frac{t_i + t_{i+1}}{2}$, при якому забезпечується мінімізація функціоналу (5.8). Таким чином, ми отримали наближений розв'язок варіаційної задачі (5.8)-(5.10). Для отриманого розв'язку побудуємо графіки (рис. 5.1) для параметрів, які використані у другому розділі даної роботи.

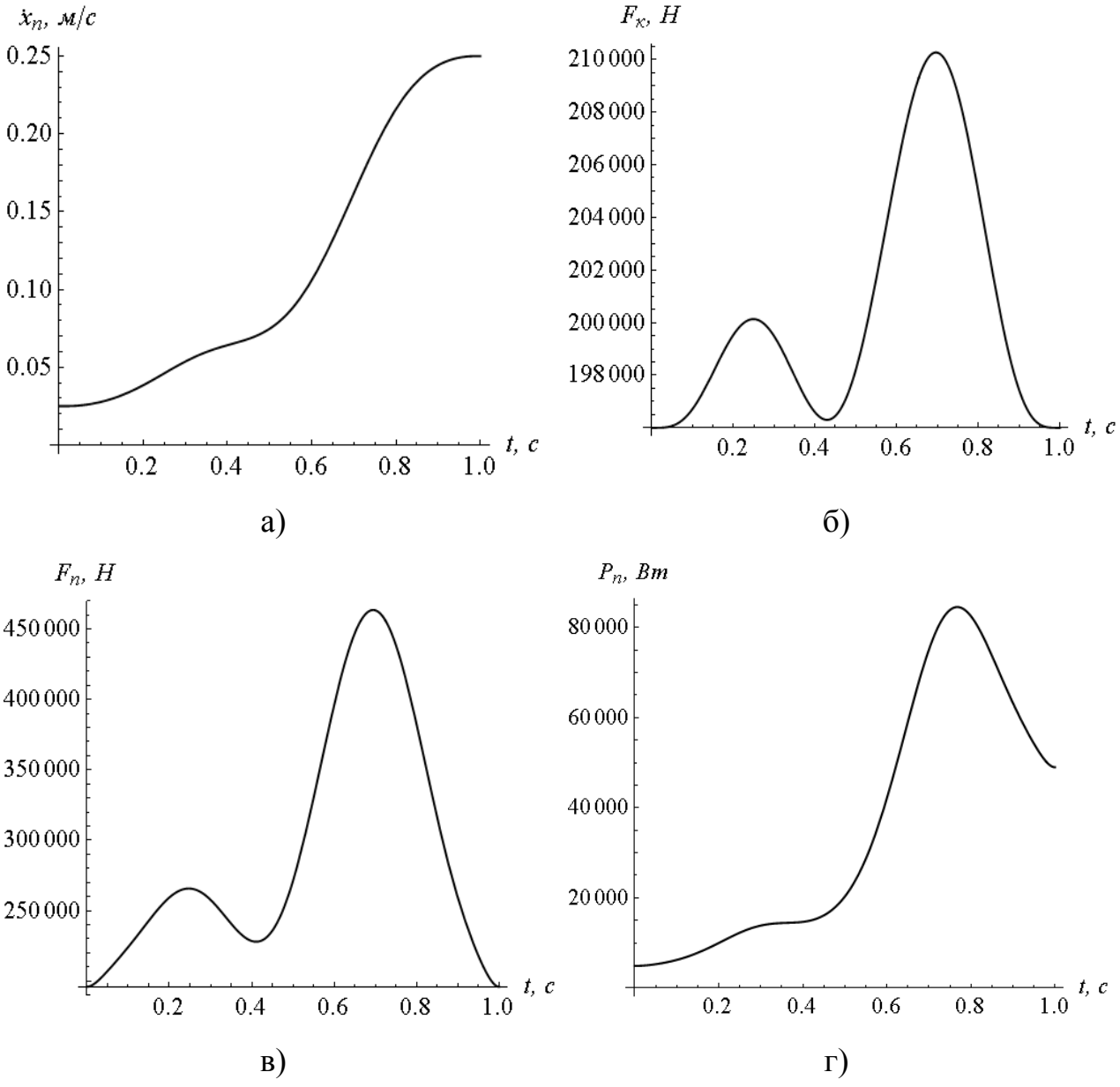


Рисунок 5.1 – Графіки функцій, які відповідають наближеному розв'язку оптимізаційної задачі: а) швидкість руху зведеної маси приводу; б) зведене зусилля у канаті; в) зведене приводне зусилля; г) потужність приводу

Графічні залежності на рис. 5.1 побудовані для етапу переходу від посадочної (0,025 м/с) до номінальної (0,25 м/с) швидкості підйому вантажу, тобто для режиму підйому вантажу при умові, що вантаж вже відірвався від поверхні транспортного засобу (третій етап руху системи). Тривалість етапу обрана рівною 1 секунді.

З рис. 5.1 видно, що рух зведених мас вантажу та приводу має плавний характер. Це зумовлює зниження динамічних навантажень та не викликає суттєвих енерговитрат при реалізації оптимального режиму руху системи.

5.4. Дослідження оптимальних режимів руху механізму підйому вантажу

5.4.1. Обґрунтування оціночних показників

Для отримання кількісних оцінок знайденого оптимального режиму руху системи необхідно розрахувати чисельні значення певних показників. Це дасть змогу встановити наскільки великим буде ефект від застосування оптимальних законів руху механізму підйому вантажу на практиці.

Найбільш значимими показниками при роботі механізму підйому вантажу є енергетичні та динамічні. Крім того, необхідно враховувати тривалість циклу підйому/опускання вантажу, що впливає на продуктивність його роботи. Оцінку роботи механізму підйому вантажу будемо виконувати за енергетичними та динамічними показниками [174]. Ці показники описуються наступними залежностями:

$$\tilde{P}_{\max} = \frac{P_{\max}}{P_{ном}}, \tag{5.15}$$

$$\tilde{I} = \sqrt{\frac{1}{t_{i+1} - t_i} \int_{t_i}^{t_{i+1}} F_n^2 dt}, \tag{5.16}$$

$$\tilde{\tilde{F}}_{п.\max} = \frac{F_{п.\max}}{F_{п.ном}\eta_п}, \tag{5.17}$$

$$\tilde{\tilde{F}}_{к.\max} = \frac{F_{к.\max}}{m_в g}, \tag{5.18}$$

де $\tilde{\tilde{P}}_{\max}$ – перевантаження двигуна за потужністю;

$P_{\max}$, $P_{ном}$ – максимальна та номінальна потужності двигуна відповідно;

$\tilde{I}$ – середньоквадратичне значення рушійного зусилля приводу;

$\tilde{\tilde{F}}_{п.\max}$ – перевантаження двигуна за крутним моментом;

$F_{п.\max}$, $F_{п.ном}$ – максимальне та номінальне рушійне зусилля, що створене електродвигуном механізму підйому вантажу (вираз $F_{п.ном}$ знаходяться з формули (2.9) шляхом підстановки замість поточного моменту двигуна $M_{д.}$ номінального значення моменту $M_{д.ном}$);

$\tilde{\tilde{F}}_{к.\max}$ – коефіцієнт динамічності канатів;

$F_{к.\max}$ – максимальне значення зведеного зусилля у канаті.

Вираз (5.15) дає змогу оцінити перевантаження двигуна за потужністю. Важливість цього показника випливає з того, що керування робою двигуна при реалізації оптимального закону руху виконує частотний перетворювач. Перевантаження двигуна означає перевантаження частотного перетворювача, що може викликати вихід його з ладу. Розрахунок чисельних значень показника (5.15) дасть змогу уникнути такої ситуації на практиці.

Оскільки струм двигуна пропорційний електромагнітному моменту, то формула (5.16) дає змогу оцінити змінні електричні втрати у приводі. Крім того, вираз (5.16) показує рівень навантаженості приводу протягом всієї тривалості *і*-того етапу руху системи.

За показником (5.17) можна оцінити перевантаження двигуна за моментом, що дає змогу встановити чи зможе двигун реалізувати оптимальний режим руху механізму. Дійсно, у випадку коли чисельне значення показника (5.17) буде більше, ніж перевантажувальна здатність

двигуна, реалізація оптимального режиму руху є неможливою (для обраного у розрахунках двигуна МТВ612-10 вона складає 3,0 [150]).

Коефіцієнт динамічності канатів, який розраховується за формулою (5.18), дає змогу оцінити навантаженість канатів при підйомі/опусканні вантажу під час реалізації оптимальних режимів руху механізму (маса вантажу для всіх розрахунків прийнята рівною 20 тонам, що відповідає номінальній вантажопідйомності крана).

Розрахунки показників будемо виконувати для трьох варіантів руху механізму підйому вантажу:

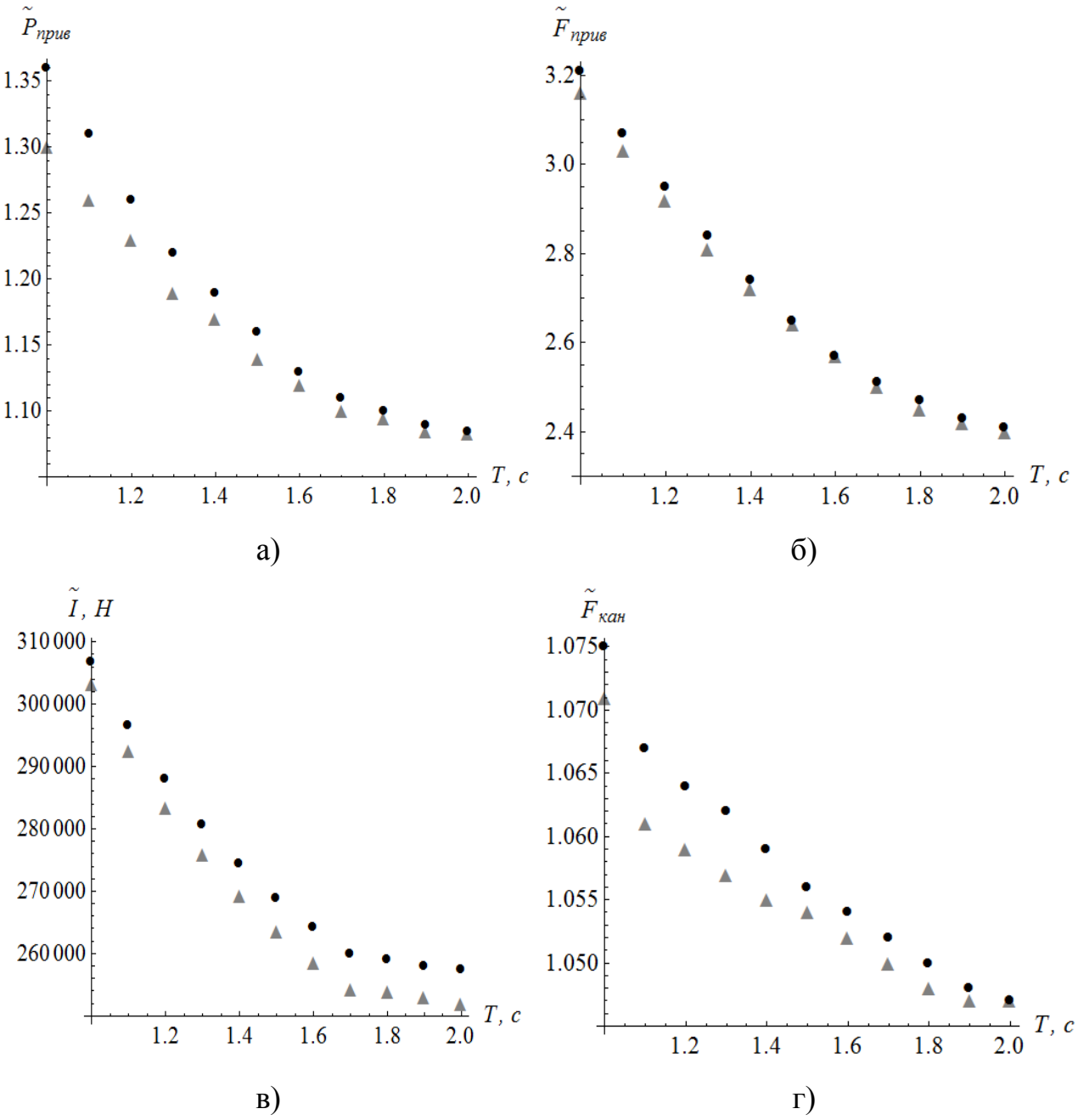
1) некерованого (у розрахунках приймемо, що зміна швидкості руху приводу виконується шляхом стрибкоподібної зміни частоти і напруги його живлення);
2) оптимального, який розрахований у п. 5.3;
3) оптимального за критерієм середньоквадратичного значення рушійного зусилля приводу $\tilde{I} \to \min$ (у Додатку Б знайдено наближений розв'язок задачі на базисній функції (А.1), яка також використана і для мінімізації критерію (5.8)).

Таким чином, порівнюючи між собою три варіанти, можемо оцінити ефект від оптимізації за двома критеріями (5.8) та (5.16) в порівнянні з некерованим режимом руху приводу. Крім того, порівнюючи між собою два оптимальні закони руху механізму підйому вантажу, які знайдені за допомогою однієї базисної функції (А.1), встановимо, як впливає обраний у розрахунках критерій (5.8) на величини оціночних показників (5.15)-(5.18).

5.4.2. Підйом вантажу

Зміна чисельних значень показників (5.15)-(5.18) відбувається при зміні тривалості етапу та параметрів системи (маса вантажу, довжина гнучкого підвісу тощо). Всі попередні розрахунки виконані для випадку підйому/опускання вантажу масою 20 тон. Тому, залишаючи динамічні

параметри системи незмінними, визначимо вплив тривалості етапу на ці показники. Для наглядності побудуємо графіки функцій (рис. 5.2) де сірими трикутниками показано результати для оптимального за критерієм (5.8) закону, а чорними точками – для оптимального за критерієм (5.16) закону.



а) б)

в) г)

Рисунок 5.2 – Графіки функцій, які відповідають розрахованим показникам (5.15)-(5.18) в залежності від тривалості етапу: а) перевантаження двигуна за потужністю; б) перевантаження двигуна за крутним моментом; в) середньоквадратичне значення рушійного зусилля приводу; г) коефіцієнт динамічності канатів

На рис. 5.2 тривалість етапу є аргументом, який позначено T, тобто можна записати $T = t_{i+1} - t_i$. Аналіз графіків на рис. 5.2 показує, що зі збільшенням тривалості етапу T відбувається зменшення всіх показників, причому ця залежність є нелінійною.

Аналіз графіка на рис. 5.2 б показує, що при тривалості руху менше 1,2 секунд двигун перевантажується за крутним моментом більш ніж у 3 рази. Для обраного у розрахунках двигуна це означає, що він не зможе реалізувати оптимальний закон руху. Якщо ж така необхідність все ж таки існує, то необхідно під час даного етапу збільшувати напругу живлення двигуна більше номінальної.

Дані розрахунків показують, що всі показники для оптимального за критерієм (5.8) закону кращі, ніж ті, які відповідають закону руху механізму підйому вантажу, за яким мінімізується критерій (5.16). Тобто зменшення небажаних показників роботи механізму підйому вантажу досягається лише законом руху його приводу.

При збільшенні тривалості етапу з 1 до 2 секунд для отриманого у п. 3.3 оптимального закону руху механізму підйому вантажу перевантаження двигуна за потужністю зменшується на 18,2%, за крутним моментом на 31,2% за середньоквадратичний значенням рушійного зусилля приводу на 23,5%, а за коефіцієнтом динамічності канатів лише на 2,7%. Зазначимо, що останній показник має настільки малі величини, що не має значимого впливу на динаміку руху механізму підйому вантажу.

Показники, які розраховані для некерованого руху двигуна, а також відносне зменшення показників (5.15)-(5.18) при переході від некерованого до оптимального режиму руху механізму підйому вантажу, наведені у таблиці 5.1. Дані, які наведені у таблиці 5.1 відповідають тривалості етапу керованого руху 1,2 секунд, при якій вдається реалізувати оптимальний режим підйому вантажу. З табл. 5.1 видно, що найбільш значиме зменшення відбувається за показником максимальної потужності приводу. Цей результат

є важливим, оскільки дає змогу реалізувати оптимальний режим підйому вантажу.

Таблиця 5.1 – Оціночні показники при некерованому режимів руху та їх відносне зменшення при оптимальному режимі руху

Показник	Абсолютне значення показника	Зменшення показника при реалізації оптимального режиму руху механізму
Перевантаження двигуна за потужністю	6,08	у 4,94 рази
Середньоквадратичне значення рушійного зусилля приводу	496 кН	у 1,74 рази
Коефіцієнт динамічності канатів	1,33	у 1,26 рази

Значне зниження середньоквадратичного значення рушійного зусилля приводу показує те, що при оптимізації режиму підйому вантажу досягається підвищення його енергоефективності та зниження інтенсивності роботи в динамічних режимах.

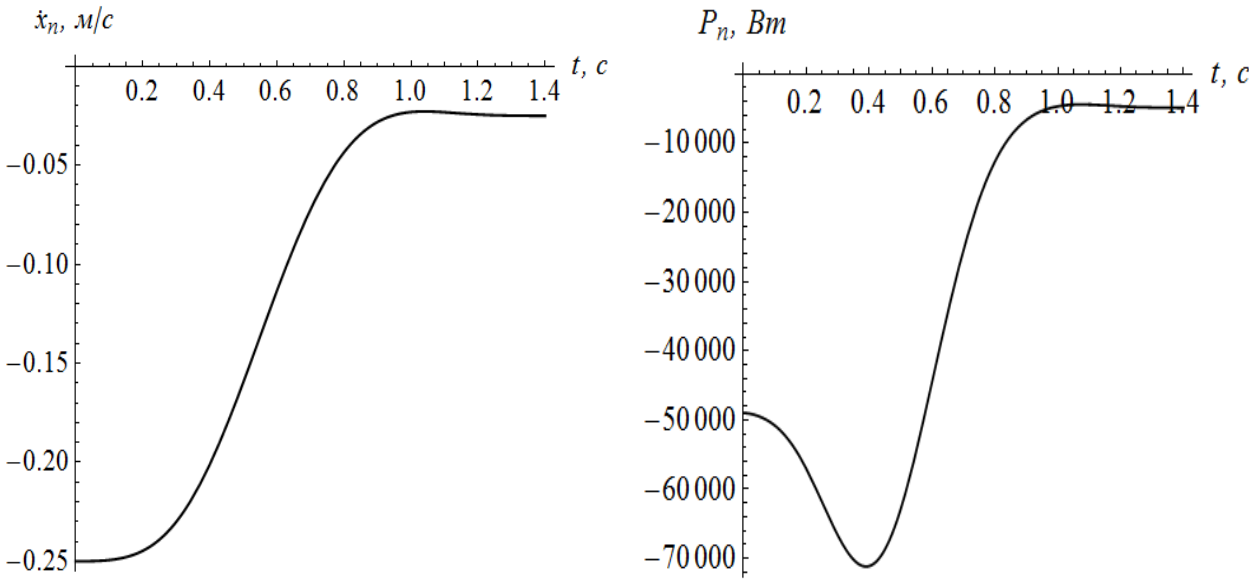
Зниження динамічної навантаженості роботи канатів досягається плавністю руху механізму підйому вантажу, при реалізації оптимального режиму підйому вантажу. Навіть при однаковій тривалості етапу вибір характеристики, за якою виконується розгін двигуна, значно пливає на рівень динамічних навантажень у канаті.

5.4.3. Опускання вантажу

Для режиму опускання вантажу найбільш значимим етапом з позицій зниження енергетичних витрат та динамічних навантажень є гальмування приводу при переході з номінальної швидкості до посадочної. При цьому

приводний двигун переходить у режим генератора, про що свідчить графік споживаної з мережі потужності (рис. 5. б).

Зміна знаку потужності викликана зміною знаку швидкості приводу (рис. 5.3 а). Графіки на рис. 5.3 побудовані для тривалості етапу 1,4 секунд.



а) б)

Рисунок 5.3 – Графіки функцій, які відповідають опусканню вантажу на етапі переходу з номінальної швидкості на посадочну: а) швидкість руху зведеної маси приводу; б) потужність приводу

З рис. 5.3 видно, що як і для режиму підйому вантажу режим його опускання характеризується плавною зміною швидкості приводу, що не викликає значних динамічних навантажень у механізмі підйому вантажу. Для більш ґрунтовного аналізу етапу необхідно встановити вплив фактору тривалості етапу на величини показників (5.15)-(5.18). Для цього наведемо графіки функцій (рис. 5.4).

Зазначимо, що характер зміни показників в залежності від тривалості етапу T для підйому вантажу (рис. 5.2) та для етапу його опускання (рис. 5.4) практично однаковий.

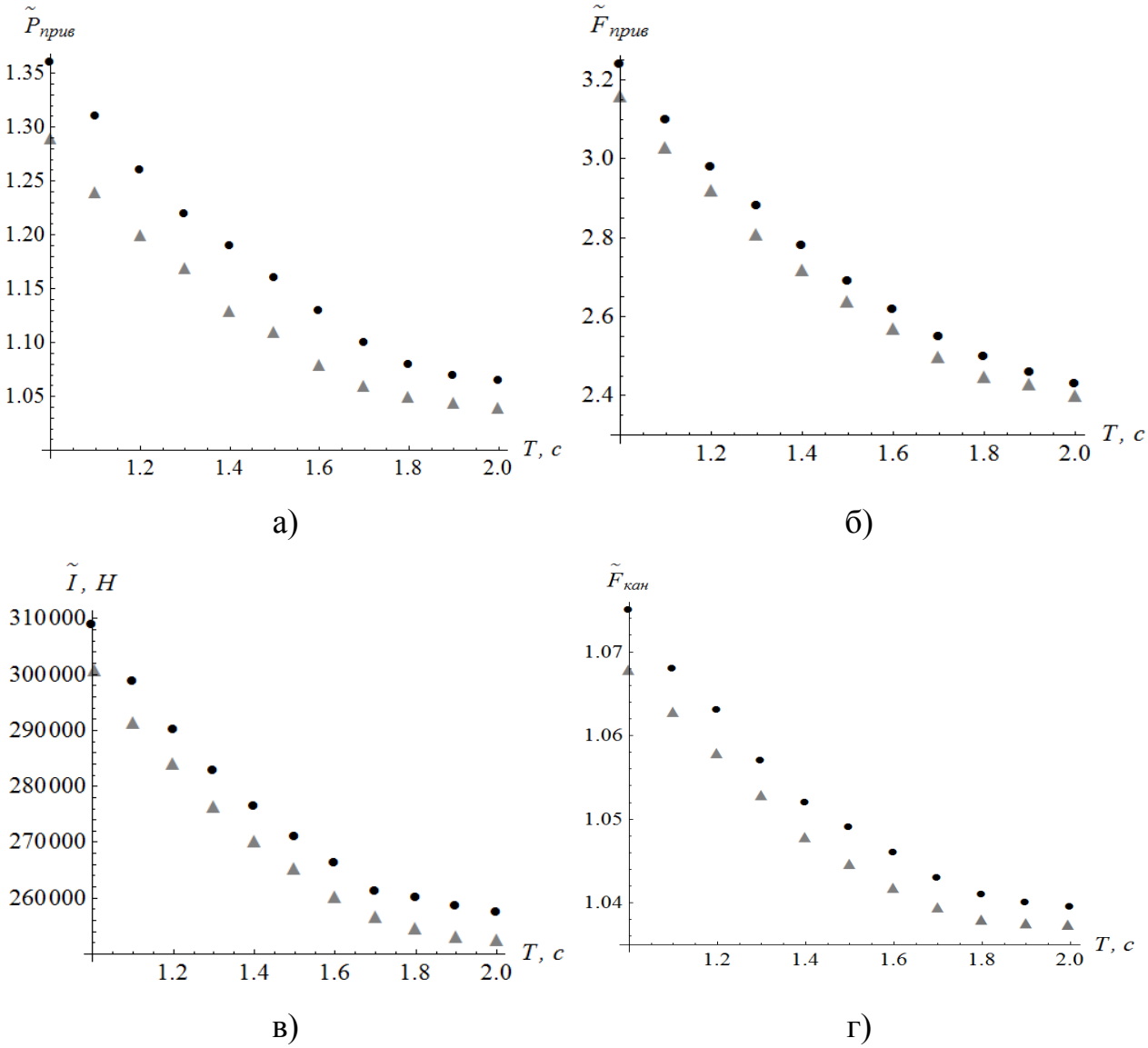


Рисунок 5.4 – Графіки функцій, які відповідають розрахованим показникам (5.15)-(5.18) в залежності від тривалості етапу: а) перевантаження двигуна за потужністю; б) перевантаження двигуна за крутним моментом; в) середньоквадратичне значення рушійного зусилля приводу; г) коефіцієнт динамічності канатів

5.5. Оптимальний вибір слабини канату

5.5.1. Постановка та розв’язок задачі

Одним із етапів у циклі підйому/опускання вантажу є вибір слабини канату. Цей етап характеризується тим, що привод механізму підйому

вантажу не навантажений вагою вантажу. Момент опору, який долає привод механізму на цьому етапі рівний сумі моментів створених силами опору та сил інерції, які відіграють значну роль на цьому етапі.

Оскільки слабина канату може бути значною, то для її вибору необхідно виконати розгін механізму до певної проміжної швидкості, а потім зменшити швидкість до посадочної. Посадочна швидкість руху приводу є незначною, що не викликає великих динамічних навантажень у крановому мості та канаті.

Значна тривалість етапу вибору канату затягує цикл підйому/опускання вантажу. З іншої сторони прагнення зменшити тривалість цього етапу може викликати перевантаження приводного двигуна. Оптимізація режиму руху механізму на цьому етапі дає змогу на компромісній основі вирішити вказану проблему.

Для постановки оптимізаційної задачі використаємо математичну модель етапу вибору слабини канату (2.2). Для оптимізації режиму руху приймемо оптимізаційний критерій:

$$I_1 = \int_0^{t_1} \left(P_n^2 \delta_1 + F_n^2 \delta_2 \right) dt = \int_0^{t_1} \left((m_n \ddot{x}_n + W)^2 \dot{x}_n^2 \delta_1 + (m_n \ddot{x}_n + W)^2 \delta_2 \right) dt \to \min , \qquad (5.19)$$

де t_1 – тривалість етапу вибору слабини канату;

δ_1 та δ_2 – вагові коефіцієнти, які знаходяться із відомих виразів (5.5).

Критерій (5.19) відображає небажані показники руху системи і тому повинен бути мінімізований. Дійсно, перший доданок у виразі критерію (5.19) відображає середньоквадратичне значення потужності приводу.

Другий доданок в критерії (5.19) відображає середньоквадратичне зведене приводне зусилля. Мінімізація цього показника дозволяє зменшити змінні електричні втрати у приводі та мінімізувати динамічні навантаження у механічних передачах.

Крім критерію (5.19) будемо вимагати мінімізації термінальних критеріїв:

$$\begin{cases} \left(F_n(0)-W\right)^2 \to \min; \\ \left(F_n(t_1)-W\right)^2 \to \min. \end{cases} \tag{5.20}$$

Критерії (5.20) з урахуванням виразу (2.2) можна записати у такому вигляді:

$$\begin{cases} \ddot{x}_n^2(0) \to \min; \\ \ddot{x}_n^2(t_1) \to \min. \end{cases} \tag{5.21}$$

Запишемо у загальному вигляді крайові умови, які повинна задовольняти шукана функція x_n:

$$\begin{cases} x_n(0) = 0, \quad \dot{x}_в(0) = 0; \\ x_в(t_1) = s, \quad \dot{x}_в(t_1) = v_{пос}, \end{cases} \tag{5.22}$$

де $v_{пос}$ – швидкість руху приводу, яка відповідає посадочній швидкості руху вантажу при його підйомі з транспортного засобу (опусканні на транспортний засіб);

s – переміщення зведеної маси приводу, яке повинно бути меншим за слабину канату (ця умова випливає з прагнення почати етап натягу канату на швидкості $v_{пос}$).

Для встановлення типу екстремуму, який може досягатися на критерії (3.19), використаємо умову Лежандра [60]:

$$\frac{\partial^2 V_1}{\partial \ddot{x}_n^2} = 2m^2\left(\delta_2 + \delta_1 \dot{x}_n^2\right) > 0, \tag{5.23}$$

де V_1 – підінтегральний вираз критерію (5.19). Додатність виразу (5.23) означає, що критерій (5.19) може набувати мінімуму.

Для розв’язку поставленої задачі (5.19)-(5.22) спробуємо використати варіаційне числення [60]. Рівняння Ейлера-Пуассона для критерію (5.19) представляється у такому вигляді:

$$m^2\delta_1 \dddot{x}_n^3 - \delta_1 \ddot{x}_n (W^2 - 4\dot{x}_n \ddot{x}_n) + m^2(\delta_2 + \delta_1 \dot{x}_n^2)\, x_n^{IV} = 0. \tag{5.24}$$

Рівняння (5.24) є нелінійним однорідним диференціальним рівнянням четвертного порядку і його розв'язок не вдається знайти у аналітичному вигляді.

Використаємо для знаходження наближеного розв'язку прямий варіаційний метод [175]. Для цього оберемо функцію, на якій буде відшуканий наближений розв'язок оптимізаційної задачі. У роботі [29] така функція відшукана як розв'язок крайової задачі:

$$\begin{cases} \overset{X}{x}_n = 0; \\ \begin{cases} x_n(0) = 0; \quad \dot{x}_n(0) = 0; \quad \ddot{x}_n(0) = 0; \\ \dot{x}_n(\frac{t_1}{2}) = v_{пром}; \quad \overset{i}{x}_n(\frac{t_1}{2}) = 0, \quad i = 2,\ 3,\ 4; \\ x_n(t_1) = s; \quad \dot{x}_n(t_1) = v_{пос}; \quad \ddot{x}_n(t_1) = 0, \end{cases} \end{cases} \tag{5.25}$$

де $v_{пром}$ – проміжна швидкість руху зведеної маси приводу. На розв'язку крайової задачі (5.25) автоматично забезпечуються абсолютні мінімуми термінальних критеріїв (5.21). Крайова задача (5.25) має такий розв'язок:

$$\begin{aligned} x_n = \frac{t^3}{3t_1^9}(3s(1120t^6 - 5040t^5t_1 + 9360t^4t_1^2 + 9240t^3t_1^3 + 5166t^2t_1^4 - 1575tt_1^5 + \\ + 210t_1^6) - (t - t_1)t_1(528t^5 - 1788t^4t_1 + 2412t^3t_1^2 - 1648t^2t_1^3 + 581tt_1^4 - 88t_1^5) \times \\ \times v_{пос} - 384t_1(t - t_1)^3(-6t^3 + 9t^2t_1 - 5tt_1^2 + t_1^3)v_{пром}. \end{aligned} \tag{5.26}$$

Зазначимо, що функція (5.26) автоматично забезпечує розв'язок рівняння Ейлера-Пуассона (3.24) у момент часу $t=t_1/2$.

Отже, крайові умови задачі (5.25) вибрані досить вдало.

Для визначення наближеного розв'язку варіаційної задачі використаємо метод, що розроблений у роботі [175]. Для цього знайдемо вищі похідні функції (5.26) за часом та підставимо отримані вирази у підінтегральний вираз функціоналу (5.19). Далі розрахуємо вираз визначеного інтеграла (3.19) та розв'яжемо рівняння:

$$\frac{\partial I_1}{\partial v_{пром}} = 0, \tag{5.27}$$

яке у розгорнутому вигляді має наступний вигляд:

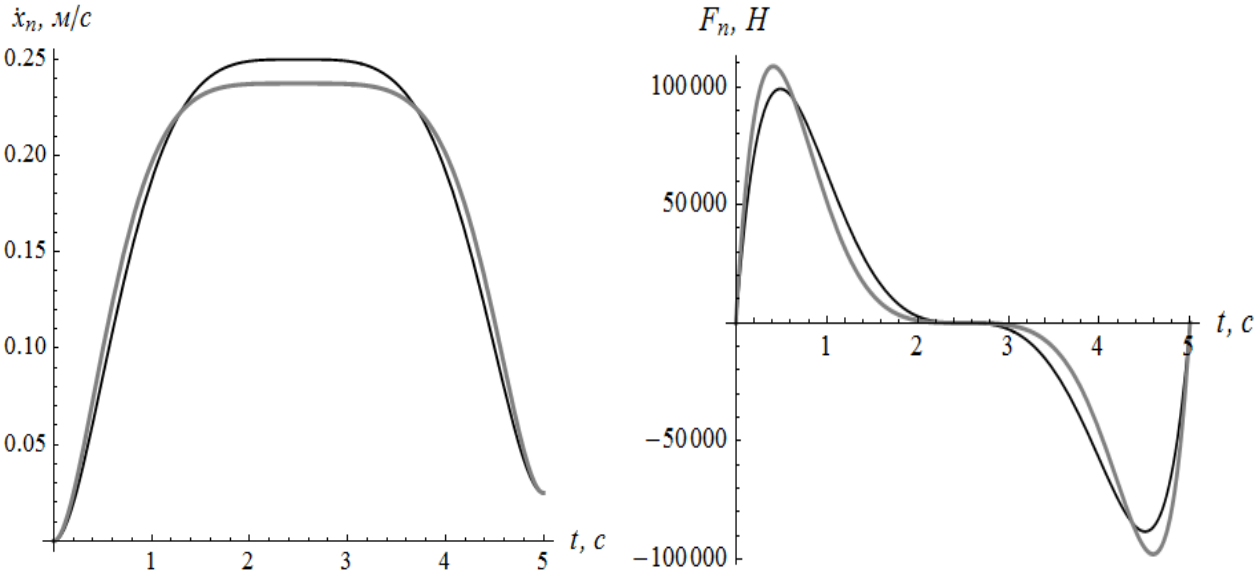
$$\tilde{a}v_{пром}^3 + \tilde{b}v_{пром}^2 + \tilde{c}v_{пром} + \tilde{d} = 0, \qquad (5.28)$$

де $\tilde{a}, \tilde{b}, \tilde{c}, \tilde{d}$ – коефіцієнти, які залежать від параметрів системи та режимних параметрів. Як і для рівняння (5.14) використано метод Кардано [173] для знаходження коренів рівняння (5.28). З отриманих трьох коренів рівняння (5.28) оберемо той, який забезпечує фізичні умови руху системи

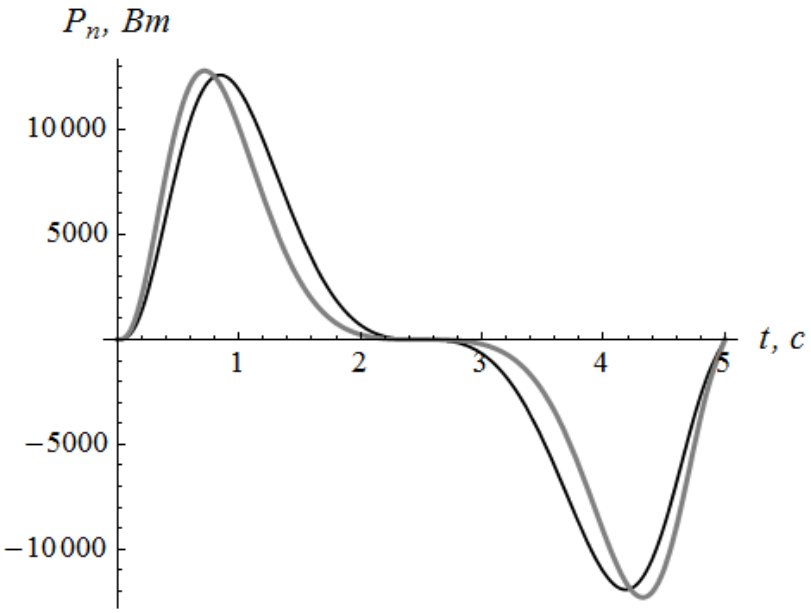
Таким чином, отримано наближений розв'язок варіаційної задачі (5.19)-(5.22). Для відомого (отриманого у роботі [29]) та знайденого наближених розв'язків задач наведемо графіки функцій (рис. 5.5).

Графіки на рис. 5.5 побудовані для випадку вибору слабини канату 0,9 метрів. Сірий графік на рис. 3.5 відповідає відомому результату [29] при значеннях вагових коефіцієнтів: k_1=0,2 та k_2=0,8. Зазначимо, що при $k_1 \to 0$ знайдений наближений розв'язок задачі (5.19)-(5.22) переходить у відомий закон, який знайдено у роботі [29].

Таким чином, відомий закон руху приводу [29] є лише частинним випадком знайденого закону руху приводу.



а) б)



в)

Рисунок 5.5 – Графіки функцій, які відповідають наближеному розв’язку оптимізаційної задачі: а) швидкість руху зведеної маси приводу; б) зведене приводне зусилля; в) потужність приводу

Графічні залежності на рис. 5.5 вказують на те, що реалізація розрахованого оптимального закону руху не викликає суттєвих динамічних навантажень, оскільки оптимальний закон руху (рис. 5.5 а) описується плавною функцією.

Отримані у даному пункті результати можна поширити і на випадок створення слабини канату (для того, щоб зняти вантаж з гаку), тобто для останнього етапу руху системи.

Для оцінки отриманих результатів необхідно провести їх аналіз, який дасть змогу встановити параметри, при яких приводний механізм не буде перевантажуватись під час етапу вибору слабини канату.

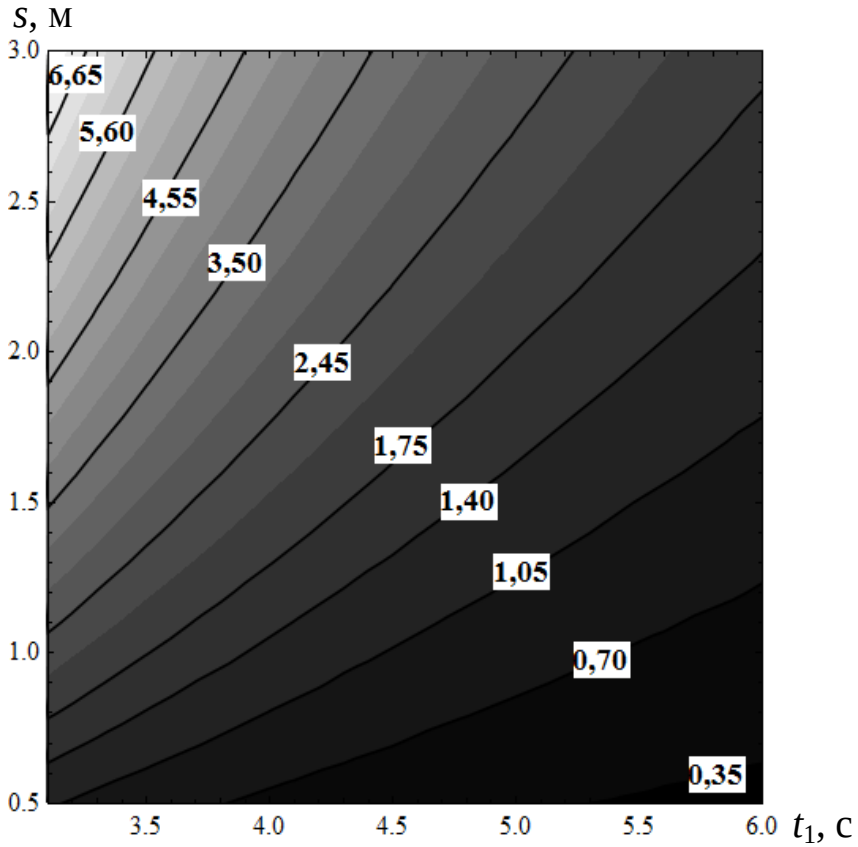
5.5.2. Аналіз знайденого розв’язку

Для аналізу отриманих у попередньому пункті результатів наведемо графічні залежності, які відображають перевантаження приводного двигуна в

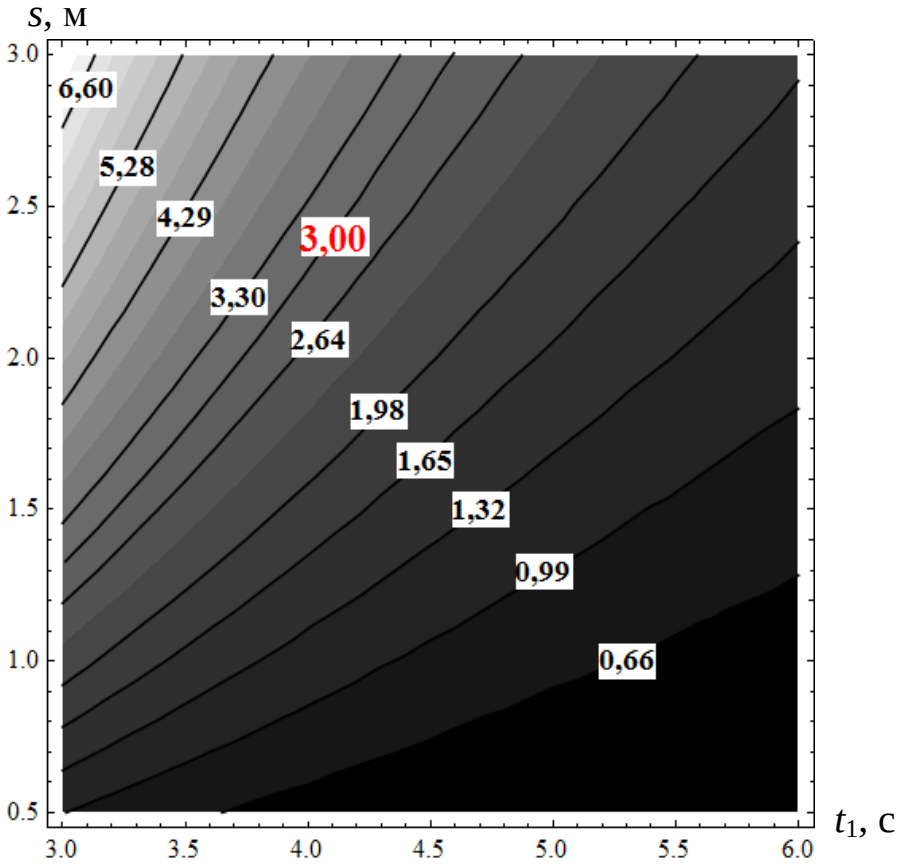
залежності від тривалості етапу t_1 та величини слабини канату s, яка вибирається протягом етапу (рис. 5.6). На рис. 5.6 чисельні значення, які знаходяться на лініях, показують у скільки разів перевантажується привод.

Графіки на рис. 5.6 побудовані при посадочній швидкості $v_{пос}$, яка рівна 0,1v. Крім того, розрахунки показали, що зміна величини посадочної швидкості незначно впливає на показники перевантаження приводу. Це означає, що максимуми потужності та рушійного зусилля (крутного моменту двигуна) виникають під час розгону зведеної маси приводу до проміжної швидкості $v_{пром}$.

Графік, що зображений на рис. 5.6 а, дає змогу за відомою слабиною канату та допустимим перевантаженням двигуна прийняти мінімальну тривалість першого етапу. Оскільки реалізація оптимального керування покладається на частотний перетворювач, то також необхідно враховувати і його перевантажувальні характеристики.



а)



б)

Рисунок 5.6 – Графіки, що відображають перевантаження приводу:
а) за потужністю; б) за крутним моментом

Аналіз графіка на рис. 5.6 б дозволяє визначити область недопустимого перевантаження двигуна за крутним моментом. Оскільки перевантажувальна здатність прийнятого у розрахунках двигуна рівна 3,00, то необхідно звернути увагу на лінію рівня, яка відповідає цій величині (на рис. 5.6 б напис на цій лінії виконаний більшим шрифтом).

Реалізація першого етапу руху системи, при параметрах, які відповідають області графіка на рис. 5.6 б, яка знаходиться вище лінії рівня 3,00 неможлива.

Крім того, був виконаний порівняльний аналіз отриманих у попередньому пункті результатів з вже відомими. Для прийнятих у розрахунках значень вагових коефіцієнтів k_1=0,2 та k_2=0,8 (при інших рівних

умовах) максимальне значення потужності на 4,6-12,3% менше, ніж для відомого результату [29], а максимальне приводне зусилля на 1,9-6,5% менше.

Максимальне значення швидкості руху приводу для отриманих у попередньому пункті результатів на 7,0-10,1% більші, ніж для відомого закону руху приводу [29]. Таким чином, за динамічними та енергетичними показниками знайдений у даній роботі результат є кращим, ніж відомий [29].

Висновки до п’ятого розділу

1. Виконана постановка оптимізаційних задач для етапів вибору слабини канату та зміни швидкості підйому/опускання вантажу. Оптимізаційні задачі включають нелінійні інтегральні та термінальні функціонали, які відображають небажані енергетичні та динамічні показники руху системи. Нелінійність оптимізаційних критеріїв не дає змоги знайти точні розв’язки поставлених задач.
2. За допомогою методу коллокацій знайдено наближений розв’язок оптимального керування рухом механізму підйому вантажу при зміні швидкості підйому/опускання вантажу.
3. Порівняльний аналіз знайденого наближеного розв’язку оптимізаційної задачі показав зменшення: максимальної потужності приводу на 18,2%, максимального рушійного зусилля приводу на 31,2%, середньоквадратичного значення рушійного зусилля приводу на 23,5%, коефіцієнта динамічності канатів на 2,7% в порівнянні з відомими результатами. При переході від некерованого до оптимального режиму руху відбувається зменшення: максимальної потужності приводу у 4,94 рази, середньоквадратичного рушійного зусилля приводу у 1,74 рази, коефіцієнту динамічності канатів у 1,26 рази.
4. За допомогою прямого варіаційного методу знайдено розв’язок задачі оптимального керування рухом приводу механізму підйому вантажу на етапі вибору слабини канату. Отриманий результат поширюється і на випадок створення слабини канату (режим опускання вантажу).
5. Встановлено допустимі області зміни параметрів тривалості першого етапу t_1 та величини слабини канату s, які дозволяють реалізувати оптимальне керування без перевантажень приводу. Більш широка постановка задачі, яка виконана у даному розділі, дала змогу досягти зменшення максимальних значень потужності (на 4,6-12,3%) та зусилля приводу (на 1,9-6,5%) у порівнянні з відомими результатами.

РОЗДІЛ 6
ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ КРАНА З ВАНТАЖЕМ

6.1. Постановка оптимізаційних задач та визначення крайових умов руху, при яких динамічні навантаження на металоконструкцію зводяться до мінімуму

Виробники сучасних підйомно-транспортних машин прагнуть покращити їх експлуатаційні показники, підвищити надійність та довговічність. Відомо, що під час роботи кранових механізмів, у металоконструкціях кранів діють значні динамічні навантаження.

Динамічні навантаження, які виникають в металоконструкції крана під час переміщення вантажу, призводять до ускладненого керування краном, відбуваються коливальні процеси металоконструкції, внаслідок чого, підвищуються витрати електроенергії. Також відбуваються руйнування металоконструкції, виходять з ладу електродвигуни кранових механізмів, зменшується надійність, що тягне за собою додаткові матеріальні витрати на ремонт та за рахунок простоїв виробничих процесів. Щоб покращити експлуатаційні показники роботи вантажопідйомних кранів під час переміщення вантажу необхідно динамічні навантаження, які виникають в металоконструкціях, зменшувати до мінімуму.

Для вирішення цієї проблеми є декілька шляхів:

- зниження металоємкості та підвищення жорсткості на основі використання раціональних конструкційних шляхів [176];
- зниження затрат потужності на паразитне тертя реборд коліс вантажопідйомних кранів, шляхом застосування технології лубрикації контакту колесо-рейка [176, 177];
- за рахунок оптимізації перехідних режимів пуску та гальмування, що відбуваються в електроприводі кранових механізмів.

Для вирішення задачі мінімізації динамічних навантажень, які діють на металоконструкцію крана під час переміщення вантажу, можна застосувати метод варіаційного числення. Для цього необхідно використовувати динамічні та математичні моделі, що описують рух крана з вантажем на гнучкому підвісі, вибрати оптимізаційні критерії та синтезувати оптимальні закони руху перехідних процесів пуску та гальмування, розв'язавши крайові задачі [178].

В попередньому розділі проведено дослідження дво- три- та чотиримасової динамічних моделей крана мостового типу. В результаті чого було виявлено, що зусилля в металоконструкції виникають під час всього процесу переміщення вантажу краном. Вони зумовлені в основному пружними властивостями конструкції крана та коливаннями вантажу, що призводить до високочастотних та низькочастотних коливань металоконструкції. Тому актуальність дослідження двомасової динамічної моделі відпадає. Відповідно для подальших досліджень необхідно приділити увагу три- та чотиримасовим динамічним моделям крана, у яких врахований вантаж закріплений на гнучкому підвісі.

Для оптимізації режимів руху крана необхідно вибирати такі оптимізаційні критерії, які зможуть звести пружні коливання металоконструкції крану та коливання вантажу до мінімуму. Цим самим буде вирішена задача, яка поставлена в дисертаційній роботі.

Розглянемо тримасову динамічну модель крана (рис. 4.7), в якій зведена маса кінцевих балок крана з приводом з'єднана жорстким елементом із зведеною масою мостової балки та візком. З моделі (4.20) можна визначити зусилля, що діє в мостовій балці крана та використати в якості оптимізаційного критерію, який враховує пружні властивості металоконструкції мостової балки крана. Середньоквадратичне значення зведеного зусилля в мостовій балці необхідно мінімізувати. Тоді оптимізаційний критерій, який необхідно мінімізувати являє собою інтегральний функціонал. Інтегральний критерій забезпечить зменшення

зусилля в мостовій балці крана протягом всього перехідного процесу пуску механізму переміщення крана. Математично це записується так:

$$I_F = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left(F_м\right)^2 dt \right\}^{1/2} \to \min , \tag{6.1}$$

де t – час;

t_1 – тривалість перехідного процесу;

$F_м$ – зведене зусилля, що діє мостовій балці.

З системи диференціальних рівнянь (6.20) визначимо внутрішнє зусилля, що діє на міст крана:

$$F_м = c(x_0 - x_1) \tag{6.2}$$

В математичній моделі (3.20) виконаємо перетворення, щоб визначити залежність переміщення зведеної маси кінцевих балок:

$$x_0 = m_1 \frac{l}{c \cdot g} \overset{IV}{x} + \left(\frac{m + m_1}{c} + \frac{l}{g} \right) \cdot \ddot{x} + x \tag{6.3}$$

Після перетворень отримаємо:

$$x_0 = x + \left(\frac{l}{g} + \frac{m + m_1}{c} \right) \cdot \ddot{x} + \left(\frac{m_1 \cdot l}{c \cdot g} \right) \cdot \overset{IV}{x} \tag{6.4}$$

Аналогічно рівняння переміщення для зведеної маси мостової балки крана:

$$x_1 = x + \frac{l}{g} \cdot \ddot{x} \tag{6.5}$$

Виконаємо підстановку виразів (6.4) і (6.5) у вираз (6.2), в результаті чого отримаємо:

$$F_м = c\left(\left(x + \left(\frac{l}{g} + \frac{m + m_1}{c} \right) \cdot \ddot{x} + \left(\frac{m_1 \cdot l}{c \cdot g} \right) \cdot \overset{IV}{x} \right) - \left(x + \frac{l}{g} \cdot \ddot{x} \right) \right). \tag{6.6}$$

Після перетворень виразу (3.6) отримаємо:

$$F_м = m_1 \frac{l}{g} \overset{IV}{x} + \left(m_1 + m \right) \cdot \ddot{x}. \tag{6.7}$$

З урахуванням виразу (4.7) необхідно щоб виконувались наступні крайові умови:

$$\begin{cases} t=0;\ x=0;\ \dot{x}=0;\ \ddot{x}=0;\ \dddot{x}=0;\ \overset{IV}{x}=0; \\ t=t_1;\ x=\dfrac{Vt}{2};\ \dot{x}=V;\ \ddot{x}=0;\ \dddot{x}=0;\ \overset{IV}{x}=0. \end{cases} \tag{6.8}$$

де t – час;

t_1 – тривалість перехідного процесу пуску крана;

V – номінальна швидкість крана.

Крайові умови механічної системи визначаються з таких міркувань: на початку руху, кран знаходиться у стані спокою, тому відсутнє переміщення, швидкість та прискорення, в результаті чого ці кінематичні характеристики приймають нульові значення. Тоді, кінцеві крайові умови, коли кран розігнався до усталеної швидкості, переміщення $x=\dfrac{V\cdot t_1}{2}$, швидкість буде рівною номінальній швидкості крана. За умови, що швидкість не змінюється прискорення прийме нульове значення відповідно вищі похідні будуть теж рівні нулю.

Розв’яжемо оптимізаційну задачу, для цього праву сторону виразу (6.7) підставимо у (6.1), в результаті маємо:

$$I_F=\left\{\frac{1}{t_1}\int_0^{t_1}\left[m_1\frac{l}{g}\overset{IV}{x}+(m_1+m)\ddot{x}\right]^2 dt\right\}^{1/2}\to\min. \tag{6.9}$$

Для подальших розрахунків підінтегральний вираз (6.9) позначимо:

$$f=\left[m_1\frac{l}{g}\cdot\overset{IV}{x}+(m_1+m)\ddot{x}\right]^2. \tag{6.10}$$

Умовою мінімуму критерію (3.9) є рівняння Ейлера-Пуасона [**Ошибка! Источник ссылки не найден.**] :

$$\sum_{i=0}^{n}(-1)^i\frac{d^i\partial f}{dt^i\partial\overset{(i)}{x}}=0,\qquad i=0,\ldots n. \tag{6.11}$$

Знайдемо окремі доданки, які входять у рівняння (6.11):

$$\frac{\partial f}{\partial \ddot{x}} = 2\left[m_1 \frac{l}{g} \overset{IV}{x} + (m_1 + m)\ddot{x} \right](m_1 + m);$$

$$\frac{\partial f}{\partial \overset{IV}{x}} = 2\left[m_1 \frac{l}{g} \overset{IV}{x} + (m_1 + m)\ddot{x} \right] m_1 \frac{l}{g};$$

$$\frac{d^2}{dt^2}\frac{\partial f}{\partial \ddot{x}} = 2(m + m_1)\left[m_1 \frac{l}{g} \overset{VI}{x} + (m + m_1) \overset{IV}{x} \right];$$

$$\frac{d^4}{dt^4}\frac{\partial f}{\partial \overset{IV}{x}} = 2m_1 \frac{l}{g}\left[m_1 \frac{l}{g} \overset{VIII}{x} + (m + m_1) \overset{VI}{x} \right].$$

У результаті можемо записати:

$$(m + m_1)\left[m_1 \frac{l}{g} \overset{VI}{x} + (m + m_1) \overset{IV}{x} \right] + m_1 \frac{l}{g}\left[m_1 \frac{l}{g} \overset{VIII}{x} + (m_1 + m) \overset{VI}{x} \right] = 0. \qquad (6.12)$$

Після перетворень, рівняння (6.12) має вигляд:

$$\overset{VIII}{x} + 2\frac{m + m_1}{m_1} \cdot \frac{g}{l} \overset{VI}{x} + \left[\frac{m + m_1}{m_1} \frac{g}{l} \right]^2 \overset{IV}{x} = 0. \qquad (613)$$

Для подальшого розв'язку рівняння (6.13), введемо позначення:

$$k = \sqrt{\frac{m + m_1}{m_1} \cdot \frac{g}{l}}. \qquad (6.14)$$

Виконуємо заміну у формулі (6.13), використавши залежність (6.14), в результаті чого будемо мати:

$$\overset{VIII}{x} + 2k^2 \overset{VI}{x} + k^4 \overset{IV}{x} = 0. \qquad (6.15)$$

Рівняння (6.15) не забезпечить крайові умов руху 6.8), тому необхідно підінтегральний вираз критерію (6.9) продиференціювати по часу в результаті чого отримаємо:

$$\dot{I}_F = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[m_1 \frac{l}{g} \overset{V}{x} + (m_1 + m) \ddot{x} \right]^2 dt \right\}^{1/2} \to \min . \qquad (6.16)$$

Для подальших розрахунків підінтегральний вираз (6.16) позначимо:

$$f = \left[m_1 \frac{l}{g} \overset{V}{x} + (m_1 + m) \ddot{x} \right]. \qquad (6.17)$$

Тоді умовою мінімуму критерію (6.16) є рівняння Ейлера-Пуассона (6.11). Знайдемо окремі доданки, які входять у рівняння (6.16):

$$\frac{\partial f}{\partial \ddot{x}} = 2 \left[m_1 \frac{l}{g} \overset{V}{x} + (m_1 + m) \ddot{x} \right] (m_1 + m);$$

$$\frac{\partial f}{\partial \overset{V}{x}} = 2 \left[m_1 \frac{l}{g} \overset{V}{x} + (m_1 + m) \ddot{x} \right] m_1 \frac{l}{g};$$

$$\frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial f}{\partial \ddot{x}} = 2(m + m_1) \left[m_1 \frac{l}{g} \overset{VIII}{x} + (m + m_1) \overset{VI}{x} \right];$$

$$\frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial f}{\partial \overset{V}{x}} = 2 m_1 \frac{l}{g} \left[m_1 \frac{l}{g} \overset{X}{x} + (m + m_1) \overset{VIII}{x} \right].$$

У результаті можемо записати:

$$(m + m_1) \left[m_1 \frac{l}{g} \overset{VIII}{x} + (m + m_1) \overset{VI}{x} \right] + m_1 \frac{l}{g} \left[m_1 \frac{l}{g} \overset{X}{x} + (m_1 + m) \overset{VIII}{x} \right] = 0. \qquad (6.18)$$

Після перетворень, рівняння (3.18) має вигляд:

$$\overset{X}{x} + 2 \frac{m + m_1}{m_1} \cdot \frac{g}{l} \overset{VIII}{x} + \left[\frac{m + m_1}{m_1} \cdot \frac{g}{l} \right]^2 \overset{VI}{x} = 0. \qquad (6.19)$$

Для подальшого розв'язку рівняння (6.19) введемо позначення:

$$k = \sqrt{\frac{m + m_1}{m_1} \cdot \frac{g}{l}}. \tag{6.20}$$

Виконуємо заміну у формулі (6.19), використавши залежність (6.20), в результаті чого будемо мати:

$$\overset{x}{x} + 2k^2 \overset{VIII}{x} + k^4 \overset{VI}{x} = 0. \tag{6.21}$$

Для розв'язку рівняння (6.21) складемо характеристичне рівняння:

$$r^{10} + 2k^2 r^8 + k^4 r^6 = 0 \tag{6.22}$$

Далі винесемо r^6 за дужки:

$$r^6(r^4 + 2k^2 r^2 + k^4) = 0. \tag{6.23}$$

З рівняння (6.23) знаходимо шість коренів:

$$r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = r_5 = r_6 = 0, \tag{6.24}$$

і зробимо заміну:

$$r^2 = p. \tag{6.25}$$

Використавши заміну (6.25), отримуємо квадратне рівняння:

$$p^2 + 2k^2 p + k^4 = 0; \tag{3.26}$$

$$p_{1,2} = -k^2 \pm \sqrt{k^4 - k^4} = -k^2;$$

$$p_1 = p_2 = -k^2.$$

Корені рівняння (6.26) є комплексними числами:

$$r_7 = r_8 = ki; \tag{6.27}$$

$$r_9 = r_{10} = -ki, \tag{6.28}$$

де i – умовна одиниця.

З урахуванням отриманих коренів (6.27-6.28) розв'язок рівняння має такий вигляд:

$$\begin{aligned} x = (c_1 + c_2 t)\sin(kt) + (c_3 + c_4 t)\cos(kt) + \\ + c_5 t^5 + c_6 t^4 + c_7 t^3 + c^8 t^2 + c_9 t + c_{10}, \end{aligned} \tag{6.29}$$

де c_1, c_2,... c_{10} - постійні інтегрування, що визначаються з урахуванням крайових умов руху (6.8).

Тоді загальний розв'язок рівняння (6.21) матиме вигляд:

$$x = (v(kc^5t^3(t-2T)T - 12kc^3tT^2 + 24kc(-2t+T) + 12kc(4T + t \cdot \cdot (4 - kc^2tT))\cos(kcT) + 72\sin(kct) - 72\sin(kc(t-T)) - 12kc \cdot \cdot (2(t+T)\cdot\cos(kct) - 2(t-2T)\cos(kc(t-T)) + kcT((t-T)\cdot \cdot \sin(kct) + t\sin(kc\cdot(t-T)))) + (-72 + kc^4t^3(t-2T) + 12kc^2t \cdot (t+3T))\sin(kcT))) / (2kc(-48 - 12kc^2T^2 + kc^4T^4 - 12 \cdot \cdot (-4 + kc^2T^2)\cdot\cos(kcT) + kcT(48 - kc^2\cdot T^2)\sin(kcT))). \quad (6.30)$$

Для побудови графічної залежності зусилля, що діє на мостову балку крана, з урахуванням виразу (6.7), необхідно визначити вищі похідні виразу (6.30). Для цього продиференціюємо вираз 6.30) за часом і аналогічно для вищих похідних:

$$\dot{x} = (v(-48kc - kc^5t^3T - 3kc^5t^2(t-2T)T - 1kc^3T^2 + 72kc\cos(kct) - - 72kc\cos(kc(t-T)) + 12kc(4 - 2kc^2tT)\cos(kcT) - 12kc(2\cos(kct) - - 2\cos(kc(t-T)) - 2kc(t+T)\sin(kct) + 2kc(t-2T)\sin(kc(t-T)) + + kcT(kc(t-T)\cos(kct) + kct\cos(kc(t-T)) + \sin(kct) + \sin(kc(t - - T)))) + (12kc^2t + kc^4t^3 + 3kc^4t^2(t-2T) + 12kc^2(t+3T))\sin(kcT))) / /(2kc(-48 - 12kc^2T^2 + kc^4T^4 - 12(-4 + kc^2T^2)\cos(kcT) + kcT(48 - - kc^2T^2)\sin(kcT))); \quad (6.31)$$

$$\ddot{x} = (v(-6kc^5t^2T - 6kc^5t(t-2T)T - 24kc^3T\cos(kcT) - 72kc^2\cdot\sin(kct) + + 72kc^2\sin(kc(t-T)) - 12kc(-2kc^2(t + T(\cos(kct) + 2kc^2(t-2T)\cdot \cdot \cos(kc(t-T)) - 4kc\sin(kct) + 4kc\sin(kc(t-T)) + kcT(2kc\cos(kct) + + 2kc\cos(kc(t-T)) - kc^2(t-T)\cdot\sin(kct) - kc^2t\sin(kc(t-T)))) + + (24kc^2 + 6kc^4t^2 + 6kc^4t(t-2T))\sin(kcT))) / (2kc(-48 - 12kc^2T^2 + + kc^4T^4 - 12\cdot(-4 + kc^2\cdot T^2)\cos(kcT) + kcT(48 - kc^2T^2)\sin(kcT))); \quad (6.32)$$

$$\ddot{x} = (v(-18kc^5tT - 6kc^5(t-2T)T - 72kc^3\cos(kct) + 72kc^3\cos(kc(t - \\ -T)) - 12kc(-6kc^2\cos(kct) + 6kc^2\cos(kc(t-T)) + 2kc^3(t+T)\cdot \\ \sin(kct) - 2kc^3(t-2T)\sin(kc(t-T)) + kcT(-kc^3(t-T)\cos(kct) - \\ - kc^3t\cos(kc(t-T)) - 3kc^2\sin(kct) - 3kc^2\sin(kc(t-T)))) + (18kc^4t + \\ + 6kc^4(t-2T))\sin(kcT))) / (2kc(-48 - 12kc^2T^2 + kc^4T^4 - 12(-4 + kc^2\cdot \\ \cdot T^2)\cos(kcT) + kcT(48 - kc^2T^2)\sin(kcT))); \quad (6.33)$$

$$\overset{IV}{x} = (v(-24kc^5T + 72kc^4\sin(kct) - 72kc^4\sin(kc(t-T)) - 12kc(2kc^4\cdot \\ \cdot(t+T)\cos(kct) - 2kc^4(t-2T)\cos(kc(t-T)) + 8kc^3\sin(kct) - 8kc^3\cdot \\ \cdot\sin(kc(t-T)) + kcT(-4kc^3\cos(kct) - 4kc^3\cos(kc(t-T)) + kc^4\cdot \\ (t-T)\sin(kct) + kc^4t\sin(kc(t-T)))) + 24kc^4\sin(kcT))) / (2kc(-48 - \\ - 12kc^2T^2 + kc^4T^4 - 12(-4 + kc^2T^2)\cos(kcT) + kcT(48 - kc^2T^2)\cdot \\ \cdot\sin(kct))). \quad (6.34)$$

З урахуванням виразів (6.7, 6.32, 6.34) побудуємо графічну залежність зведеного зусилля, що діє в мостовій балці крана при оптимальному режимі під час процесу пуску механізму переміщення крана (рис. 6.1):

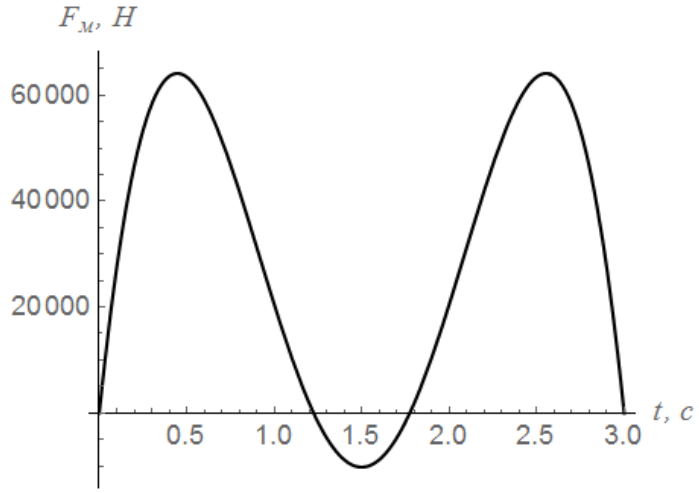


Рисунок 6.1 – Зведене зусилля в мостовій балці крана при оптимальному керуванні під час процесу пуску механізму переміщення крана

Для реалізації такого закону руху необхідно знайти загальний розв’язок для рівняння швидкості зведеної маси кінцевих балок крана з

електроприводом механізму переміщення крана. Для цього продиференціюємо вираз (6.4) за часом:

$$\dot{x}_0 = \dot{x} + (\frac{m + m_1}{c} + \frac{l}{g})\dddot{x} + \frac{m_1 l}{cg}\overset{V}{x}. \tag{6.35}$$

Крайові умови (3.8) забезпечать усунення коливань металоконструкції крана, але реалізувати таке керування неможливо, тому що рівняння швидкості зведеної маси привода (6.35) включає похідну від узагальненої координати зведеної маси вантажу п'ятого порядку, значення якого не рівне нулю на початку руху крана.

Для зменшення динамічних навантажень на металоконструкцію, необхідно використовувати критерії ще вищого порядку. Тоді з урахуванням виразу (6.35) крайові умови, які зменшать динамічні навантаження на металоконструкцію крана з можливістю реалізації синтезованого закону руху, матимуть вигляд:

$$\begin{cases} t = 0; x = 0; \dot{x} = 0; \ddot{x} = 0; \dddot{x} = 0; \overset{IV}{x} = 0; \overset{V}{x} = 0; \\ t = t_1; x = \dfrac{Vt}{2}; \dot{x} = V; \ddot{x} = 0; \overset{IV}{x} = 0; \overset{V}{x} = 0, \end{cases} \tag{6.36}$$

З другого розділу відомо, що коливання вантажу передає додаткові зусилля через гнучкий підвіс на мостову балку крана. Тому, щоб зменшити коливальні зусилля вантажу в якості оптимізаційного критерію з урахуванням (6.36) можна використати вищі похідні від сили інерції, яка діє на зведену масу вантажу, визначивши її з математичної моделі крана (4.20):

$$\overset{IV}{F}_i = m\overset{VI}{x}, \tag{6.37}$$

У четвертому розділі наведені графічні залежності рушійного зусилля (рис. 4.10 а), з яких видно, що розгін крана відбувається не плавно. Тому можна розглянути задачу, розв'язок якої дає змогу звести середньоквадратичне значення рушійного зусилля до мінімуму. Таким чином, розв'язавши оптимізаційні задачі можна буде провести динамічний аналіз перехідного процесу пуску крана при оптимальному керуванні та

дослідити, який із критеріїв, найкраще підходить для зменшення динамічних навантажень на металоконструкцію крана.

Для дослідження динаміки руху крана мостового типу з використанням чотиримасової динамічної моделі крана (рис. 4.13), у якій в порівняння з тримасовою, врахована зведена маса привода, яка з'єднана із зведеною масою кінцевих балок крана пружним елементом із жорсткістю c_1. В цьому випадку жорсткість c_1 може бути приведеною жорсткістю до поступального руху крана пружної муфти при скручуванні, яка передає крутний момент від електродвигуна до механізму переміщення крана або жорсткістю металоконструкції кінцевих балок крана. Із системи диференціальних рівнянь (4.28), що описує рух чотиримасової динамічної моделі, пружне зусилля визначається залежністю:

$$F_{к.б.} = c_1(x_1 - x_2). \qquad (6.38)$$

Також, аналогічно як для тримасової динамічної моделі крана, для зменшення динамічних навантаження на металоконструкцію можна використати наступні інтегральні критерії оптимізації:

- зведене зусилля в мостовій балці крана;
- зусилля, що виникає в кінцевих балках;
- рушійне зусилля прикладене до зведеної маси привода;
- силу інерції, що діє на масу вантажу;
- комплексний критерій, що складається з декількох складових.

Оптимізаційний критерій вибирається у відповідності до поставленої задачі, в якій мірі та який динамічний параметр необхідно звести до мінімуму покращити. Також, якщо оптимізаційний критерій не задовольняє крайові умови руху, які дають змогу реалізовувати оптимальний режим, то порядок критерію можна штучно підняти, продиференціювавши його за часом.

Для подальших досліджень визначимо крайові умови руху для чотиримасової динамічної моделі крана, при яких усуваються коливання металоконструкції, а синтезований закон руху придатний до реалізації. Для цього з четвертого рівняння математичної моделі мостового крана (4.28)

визначимо залежності, що описують переміщення, швидкість та прискорення зведеної маси мостової балки крана з візком:

$$x_3 = x + \frac{l}{g}\ddot{x}; \tag{6.39}$$

$$\dot{x}_3 = \dot{x} + \frac{l}{g}\dddot{x}; \tag{6.40}$$

$$\ddot{x}_3 = \ddot{x} + \frac{l}{g}x^{IV}. \tag{6.41}$$

Аналогічно визначимо залежності, що описують переміщення, швидкість та прискорення зведеної маси кінцевих балок крана:

$$x_2 = x + (\frac{l}{g} + \frac{m+m_3}{c_2})\ddot{x} + \frac{m_3 \cdot l}{c_2 \cdot g}x^{IV}; \tag{6.42}$$

$$\dot{x}_2 = \dot{x} + (\frac{l}{g} + \frac{m+m_3}{c_2})\dddot{x} + \frac{m_3 \cdot l}{c_2 \cdot g}x^{V}; \tag{6.43}$$

$$\ddot{x}_2 = \ddot{x} + (\frac{l}{g} + \frac{m+m_3}{c_2})x^{IV} + \frac{m_3 \cdot l}{c_2 \cdot g}x^{VI}. \tag{6.44}$$

Визначимо також залежності, що описують переміщення, швидкість та прискорення зведеної маси привода крана:

$$x_1 = x_2 + \frac{m_2}{c_1}\ddot{x}_2 + \frac{c_2}{c_1}(x_2 - x_3) + \frac{W}{c_1}; \tag{6.45}$$

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_2 + \frac{m_2}{c_1}\dddot{x}_2 + \frac{c_2}{c_1}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3); \tag{6.46}$$

$$\ddot{x}_1 = \ddot{x}_2 + \frac{m_2}{c_1}x_2^{IV} + \frac{c_2}{c_1}(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_3). \tag{6.47}$$

З системи диференціальних рівнянь руху (4.28) виразимо внутрішнє зусилля, що діє в мостовій балці крана:

$$F_{м.б.} = c_2(x_2 - x_3). \tag{6.48}$$

Підставимо залежності з (6.39) і (6.42) у вираз (6.48), в результаті отримаємо:

$$F_{м.б.} = c_2(x + (\frac{l}{g} + \frac{m + m_3}{c_2})\ddot{x} + \frac{m_3 \cdot l}{c_2 \cdot g}\overset{IV}{x} - x + \frac{l}{g}\ddot{x}). \quad (6.49)$$

Після перетворень вираз (6.49) має вигляд:

$$F_{м.б.} = \frac{m_3 \cdot l}{g} \cdot \overset{IV}{x} + (m + m_3)\ddot{x}. \quad (6.50)$$

Визначимо зусилля, яке діє у кінцевих балках крана, для цього у вираз (6.38) підставимо (6.42) і (6.45), в результаті отримаємо:

$$F_{к.б.} = c_1 \begin{pmatrix} \left(x_2 + \frac{m_2}{c_1}\ddot{x}_2 + \frac{c_2}{c_1}(x_2 - x_3) + \frac{W}{c_1} \right) - \\ - \left(x + (\frac{l}{g} + \frac{m + m_3}{c_2})\ddot{x} + \frac{m_3 \cdot l}{c_2 \cdot g}\overset{IV}{x} \right) \end{pmatrix}. \quad (6.51)$$

Підставимо вирази (3.39, 3.44 та 3.44) у (3.51), та після перетворень отримаємо залежність зусилля, що діє в кінцевих балках крана:

$$F_{к.б.} = \ddot{x}(m + m_2 + m_3) + \frac{\overset{VI}{x} \cdot l \cdot m_2 \cdot m_3}{c_2 \cdot g} + \frac{\overset{IV}{x}(g \cdot m_2(m + m_3) + c_2 \cdot l(m_2 + m_3))}{c_2 \cdot g} + W. \quad (6.52)$$

Визначимо залежність рушійного зусилля. Для цього в перше рівняння системи (4.28) підставимо вирази (6.42), (6.45), (6.47) в (6.52), після чого отримаємо:

$$\begin{aligned} F_p = m_1 \cdot (\ddot{x}_2 + \frac{m_2}{c_1}\overset{IV}{x}_2 + \frac{c_2}{c_1}(\ddot{x}_2 - \ddot{x}_3)) + c_1((x_2 + \frac{m_2}{c_1}\ddot{x}_2 + \\ + \frac{c_2}{c_1}(x_2 - x_3) + \frac{W}{c_1}) - (x + (\frac{l}{g} + \frac{m + m_3}{c_2})\ddot{x} + \frac{m_3 \cdot l}{c_2 \cdot g}\overset{IV}{x})). \end{aligned} \quad (6.53)$$

Визначимо четверту похідну від переміщення зведеної маси кінцевих балок крана, для цього двічі продиференціюємо два рази вираз (3.44) за часом, після чого будемо мати:

$$\overset{IV}{x}_2 = \overset{IV}{x} + (\frac{l}{g} + \frac{m + m_3}{c_2})\overset{VI}{x} + \frac{m_3 \cdot l}{c_2 \cdot g}\overset{VIII}{x}. \quad (6.54)$$

Після підставки виразів (6.39), (6.41), (6.42), (6.44), (6.54) у (6.53) отримаємо:

$$F_p = m_1 \cdot ((\ddot{x} + (\frac{l}{g} + \frac{m + m_3}{c_2})^{IV} x + \frac{m_3 \cdot l}{c_2 \cdot g}^{VI} x) + \frac{m_2}{c_1}(^{IV} x +$$
$$+ (\frac{l}{g} + \frac{m + m_3}{c_2})^{VI} x + \frac{m_3 \cdot l}{c_2 \cdot g}^{VIII} x) + \frac{c_2}{c_1}((\ddot{x} + (\frac{l}{g} + \frac{m + m_3}{c_2})^{IV} x +$$
$$\frac{m_3 \cdot l}{c_2 \cdot g}^{VI} x) - (\ddot{x} + \frac{l}{g}^{IV} x)) + c_1(((x + (\frac{l}{g} + \frac{m + m_3}{c_2})\ddot{x} +$$
$$+ \frac{m_3 \cdot l}{c_2 \cdot g}^{IV} x) + \frac{m_2}{c_1}(\ddot{x} + (\frac{l}{g} + \frac{m + m_3}{c_2})^{IV} x + \frac{m_3 \cdot l}{c_2 \cdot g}^{VI} x) + \quad (6.55)$$
$$+ \frac{c_2}{c_1}((x + (\frac{l}{g} + \frac{m + m_3}{c_2})\ddot{x} + \frac{m_3 \cdot l}{c_2 \cdot g}^{IV} x) - (x + \frac{l}{g}\ddot{x})) +$$
$$+ \frac{W}{c_1}) - (x + (\frac{l}{g} + \frac{m + m_3}{c_2})\ddot{x} + \frac{m_3 \cdot l}{c_2 \cdot g}^{IV} x)).$$

Після перетворень виразу (6.55) отримаємо рівняння зведеного рушійного зусилля для чотиримасової динамічної моделі крана:

$$F_p = {}^{VIII}x \frac{l \cdot m_1 \cdot m_2 \cdot m_3}{c_1 \cdot c_2 \cdot g} + \ddot{x}(m + m_1 + m_2 + m_3) +$$
$$+ {}^{VI}x \frac{(c_1 \cdot l(m_1 + m_2)m_3 + g \cdot m_1 \cdot m_2(m + m_3) + c_2 \cdot l \cdot m_1(m_2 + m_3))}{c_1 \cdot c_2 \cdot g} +$$
$$+ {}^{IV}x(\frac{(c_1 \cdot g(m_1 + m_2)(m + m_3) + c_2 \cdot g \cdot m_1(m + m_2 + m_3)}{c_1 \cdot c_2 \cdot g} + \quad (6.56)$$
$$+ \frac{c_1 \cdot c_2 \cdot l(m_1 + m_2 + m_3))}{c_1 \cdot c_2 \cdot g}) + W.$$

Для реалізації оптимальних законів визначимо рівняння швидкості зведеної маси приводу. Для цього продиференціюємо вираз (6.44) за часом:

$$\ddot{x}_2 = \ddot{x} + (\frac{l}{g} + \frac{m + m_3}{c_2})^{V} x + \frac{m_3 \cdot l}{c_2 \cdot g}^{VII} x. \quad (6.57)$$

Підставимо вирази (6.40), (6.43), (6.57) в (6.46) в результаті чого отримаємо:

$$\dot{x}_1 = \frac{\overset{VII}{x} \cdot l \cdot m_2 \cdot m_3}{c_1 \cdot c_2 \cdot g} + \frac{\overset{IV}{x}(c_1 \cdot l \cdot m_3 + g \cdot m_2(m + m_3) + c_2 \cdot l(m_2 + m_3))}{c_1 \cdot c_2 \cdot g} + \\ + \frac{\ddot{x}(c_1 \cdot c_2 \cdot l + c_1 \cdot g(m + m_3) + c_2 \cdot g(m + m_2 + m_3))}{c_1 \cdot c_2 \cdot g} + \dot{x}; \tag{6.58}$$

Аналогічно, як і для тримасової динамічної моделі крана, крайові умови повинні відповідати фізичним величинам механічної системи та вибираються з таких міркувань:

- на початку процесу пуску механічна система знаходиться в стані спокою, відповідно відсутні рушійне зусилля та опір переміщення, тому переміщення вантажу $x = 0$, швидкість $\dot{x} = 0$ відповідно вищі похідні теж рівні нулю;
- коли механічна система розігналась до усталеної швидкості, переміщення вантажу буде рівне $x = \frac{Vt_1}{2}$, швидкість $\dot{x} = V$, прискорення за умови, що швидкість рівна константі відповідно $\ddot{x} = 0$, і вищі похідні також рівні нулю.

Тоді з урахуванням виразу (6.50), для зменшення динамічних навантажень, що діють в мостовій балці крана необхідно, щоб виконувалися наступні крайові умови руху:

$$\begin{cases} t = 0;\ x = 0;\ \dot{x} = 0;\ \ddot{x} = 0;\ \dddot{x} = 0;\ \overset{IV}{x} = 0; \\ t = t_1;\ x = \frac{Vt_1}{2};\ \dot{x} = V;\ \ddot{x} = 0;\ \dddot{x} = 0;\ \overset{IV}{x} = 0. \end{cases} \tag{6.59}$$

Для зменшення динамічних навантажень (із урахуванням виразу (6.52)), що виникають в при скручуванні муфти привода механізму переміщення крана необхідно, щоб виконувалися наступні крайові умови руху:

$$\begin{cases} t = 0;\ x = 0;\ \dot{x} = 0;\ \ddot{x} = 0;\ \dddot{x} = 0;\ \overset{IV}{x} = 0;\ \overset{V}{x} = 0;\ \overset{VI}{x} = 0; \\ t = t_1;\ x = \frac{Vt_1}{2};\ \dot{x} = V;\ \ddot{x} = 0;\ \dddot{x} = 0;\ \overset{IV}{x} = 0;\ \overset{V}{x} = 0;\ \overset{VI}{x} = 0. \end{cases} \tag{6.60}$$

З урахуванням рівняння швидкості зведеної маси приводу (6.58), для розрахунків масивів швидкостей привода механізму переміщення крана, крайові умови руху мають вигляд:

$$\begin{cases} t=0;\ x=0;\ \dot{x}=0;\ \ddot{x}=0;\ \dddot{x}=0;\ \overset{IV}{x}=0;\ \overset{V}{x}=0;\ \overset{VI}{x}=0;\ \overset{VII}{x}=0; \\ t=t_1;\ x=\dfrac{Vt_1}{2};\ \dot{x}=V;\ \ddot{x}=0;\ \dddot{x}=0;\ \overset{IV}{x}=0;\ \overset{V}{x}=0;\ \overset{VI}{x}=0;\ \overset{VII}{x}=0. \end{cases} \quad (6.61)$$

Отже критерії, за якими необхідно проводити оптимізацію перехідного процесу пуску крана мають бути восьмого порядку. Крайові умови руху (3.61) дадуть змогу реалізувати оптимальне керування механізмом переміщення крана і зменшити динамічні навантаження в мостовій і кінцевих балках крана.

6.2. Розв'язок оптимізаційних задач для тримасової динамічної моделі крана мостового типу

6.2.1. Оптимізація перехідного процесу пуску за критерієм середньоквадратичного значення функції інтенсивності зміни зусилля, що діє в мостовій балці крана

Для оптимізації процесу пуску крана з урахуванням визначених крайових умов (3.36), при яких можливо реалізувати керування, за критерій оптимізації приймемо середньоквадратичне значення інтенсивності зміни зусилля, що діє в мостовій балці крана. Для цього продиференціюємо вираз (6.16) за часом:

$$\ddot{F}_{м} = m_1 \frac{l}{g} \overset{VI}{x} + (m_1 + m) \overset{IV}{x}. \quad (6.62)$$

Тоді інтегральний функціонал, який необхідно мінімізувати матиме вигляд:

$$\dot{I}_F = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[m_1 \frac{l}{g} \overset{VI}{x} + (m_1 + m) \overset{IV}{x} \right]^2 dt \right\}^{1/2} \to \min. \quad (6.63)$$

Для подальших розрахунків підінтегральний вираз рівняння (6.63) позначимо:

$$f = \left[m_1 \frac{l}{g} \overset{VI}{x} + (m_1 + m) \overset{IV}{x} \right]^2. \tag{6.64}$$

Умовою мінімуму критерію (6.63) є рівняння Ейлера-Пуасона (6.11). Знайдемо окремі доданки, які входять у рівняння (6.11):

$$\frac{\partial f}{\partial \overset{IV}{x}} = 2\left[m_1 \frac{l}{g} \overset{VI}{x} + (m_1 + m) \overset{IV}{x} \right](m_1 + m);$$

$$\frac{\partial f}{\partial \overset{VI}{x}} = 2\left[m_1 \frac{l}{g} \overset{VI}{x} + (m_1 + m) \overset{IV}{x} \right] m_1 \frac{l}{g};$$

$$\frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial f}{\partial \overset{IV}{x}} = 2(m + m_1)\left[m_1 \frac{l}{g} \overset{X}{x} + (m + m_1) \overset{VIII}{x} \right];$$

$$\frac{d^6}{dt^6} \frac{\partial f}{\partial \overset{IV}{x}} = 2m_1 \frac{l}{g}\left[m_1 \frac{l}{g} \overset{XII}{x} + (m_1 + m) \overset{X}{x} \right].$$

У результаті можемо записати:

$$(m + m_1)\left[m_1 \frac{l}{g} \overset{X}{x} + (m + m_1) \overset{VIII}{x} \right] + m_1 \frac{l}{g}\left[m_1 \frac{l}{g} \overset{XII}{x} + (m_1 + m) \overset{X}{x} \right] = 0. \tag{6.65}$$

Після перетворень, рівняння (3.65) має вигляд:

$$\overset{XII}{x} + 2\frac{m + m_1}{m_1} \cdot \frac{g}{l} \overset{X}{x} + \left[\frac{m + m_1}{m_1} \cdot \frac{g}{l} \right]^2 \overset{VIII}{x} = 0. \tag{6.66}$$

Для подальшого розв’язку рівняння (6.66) приймемо:

$$k = \sqrt{\frac{m + m_1}{m_1} \cdot \frac{g}{l}}. \tag{6.67}$$

Виконуємо заміну у формулі (6.66), використавши залежність (6.67):

$$\overset{XII}{x} + 2k^2 \overset{X}{x} + k^4 \overset{VIII}{x} = 0. \tag{6.68}$$

Для розв’язку рівняння (3.68) складемо характеристичне рівняння:

$$r^{12} + 2k^2 r^{10} + k^4 r^8 = 0. \tag{6.69}$$

Далі винесемо r^8 за дужки:

$$r^8(r^4 + 2k^2r^2 + k^4) = 0. \tag{6.70}$$

З рівняння (6.70) знаходимо вісім коренів:

$$r_1 = r_2 = r_3 = r_4 = r_5 = r_6 = r_7 = r_8 = 0,$$

$$r^2 = p. \tag{6.71}$$

Використавши заміну (6.71), отримуємо квадратне рівняння:

$$p^2 + 2k^2 p + k^4 = 0; \tag{3.72}$$

$$p_{1,2} = -k^2 \pm \sqrt{k^4 - k^4} = -k^2;$$

$$p_1 = p_2 = -k^2$$

Корені рівняння (6.72) є комплексними числами:

$$r_7 = r_8 = ki; \tag{6.73}$$

$$r_9 = r_{10} = -ki. \tag{6.74}$$

З урахуванням отриманих коренів розв'язок рівняння (6.69) має такий вигляд:

$$\begin{aligned} x = (c_1 + c_2 t)\sin kt + (c_3 + c_4 t)\cos kt + c_5 t^7 + \\ + c_6 t^6 + c_7 t^5 + c_8 t^4 + c_9 t^3 + c_{10} t^2 + c_{11} t + c_{12}, \end{aligned} \tag{6.75}$$

де $c_1, c_2, ..., c_{12}$ - постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов руху (3.36).

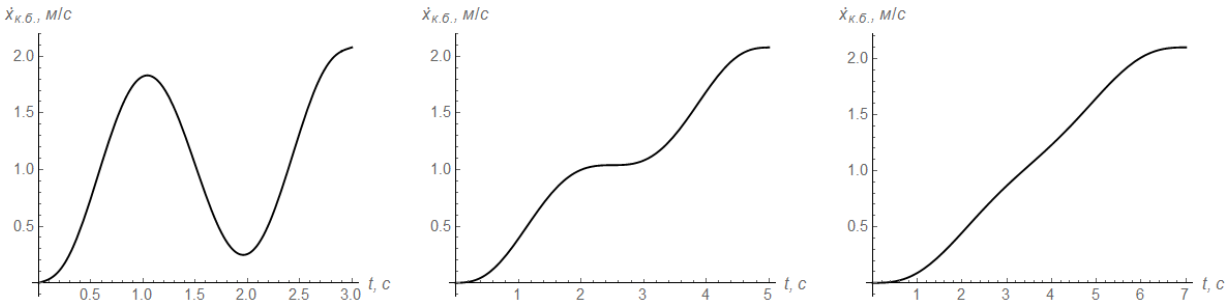
Тоді загальний розв'язок рівняння (6.68) матиме вигляд:

$$\begin{aligned} x = (v(1440kT(-2t + T) + 120k^3T^3(-2t + T) + k^7 \cdot t^4T^2(2t^2 - \\ - 6tT + 5T^2) - 4k^5t^2(2t^4 - 6t^3T + 15t^2T^2 - 20tT^3 + 15T^4) + \\ + 8k(360T(t + T - 30k^2tT^2(3t + 2T) + k^4(t^6 - 3t^5T + 5t^3T^3)) \cdot \\ \cdot \cos(kT) + 120T(k(t(-12 + k^2T^2) - T(12 + k^2T^2))\cos(kt) - k \cdot \\ \cdot (-12t + 24Tk^2tT^2) \cdot \cos(k(t - T)) + 36 + k^2T(-6t + T))\sin(kt) + \\ + (-36 + k^2T(-6t + 5T)) \cdot \sin(k(t - T))) + T(-4320 + 60k^4t^2(t - \\ - 3T)(t + T) + k^6t^4(2t^2 - 6tT + 5T^2) + 120k^2(6t^2 + 18tT + 5T^2)) \cdot \\ \cdot \sin(kT))) / (2kT(-2880 - 240k^2T - 24k^4T^4k^6T^6 + 24(120 - 50 \cdot \\ \cdot k^2T^2 + k^4T^4)\cos(kT) + kT(2880 - 240k^2T^2 + k^4T^4)\sin(kT))). \end{aligned} \tag{6.76}$$

Вираз (6.76) продиференціюємо за часом:

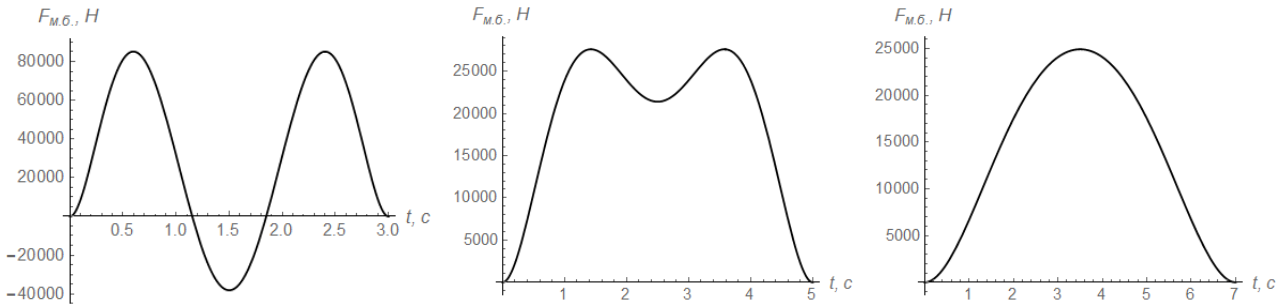
$$\dot{x} = (v(-2880kcT + kc^7t^4(4t - 6T)T^2 - 240kc^3T^3 + 4kc^7t^3T^2(2t^2 - \\ - 6tT + 5T^2) - 4kc^5t^2(8t^3 - 18t^2T + 30tT^2 - 20T^3) - 8kc^5t(2t^4 - \\ - 6t^3T + 15t^2T^2 - 20tT^3 + 15T^4) + 8kc(360T - 90kc^2tT^2 - 30kc^2T^2 \cdot \\ \cdot (3t + 2T) + kc^4(6t^5 - 15t^4T + 15t^2T^3))\cos(kcT) + 120T(kc(-12 + \\ + kc^2T^2)\cos(kct) + kc(36 + kc^2T(-6t + T))\cos(kct) - kc(-12 + kc^2 \cdot \\ \cdot T^2)\cos(kc(t - T)) + kc(-36 + kc^2T(-6t + 5T))\cos(kc(t - T)) - 6kc^2 \cdot \\ \cdot T\sin(kct) - kc^2(t(-12 + kc^2T^2) - T(12 + kc^2T^2))\sin(kct) - 6kc^2T \cdot \\ \cdot \sin(kc(t - T)) + kc^2(-12t + 24T + kc^2t \cdot T^2)\sin(kc(t - T))) + T(kc^6 \cdot \\ \cdot t^4(4t - 6T) + 60kc^4t^2(t - 3T) + 60kc^4t^2(t + T) + 120kc^4t(t - 3T) \cdot \\ \cdot (t + T) + 120kc^2(12t + 18T) + 4kc^6t^3(2t^2 - 6tT + 5T^2))\sin(kcT))) / \\ /(2kcT(-2880 - 240kc^2T^2 - 24kc^4T^4 + kc^6T^6 + 24(120 - 50kc^2T^2 + \\ + kc^4T^4)\cos(kcT) + kcT(2880 - 240kc^2T^2 + kc^4T^4)\sin(kcT))). \quad (6.77)$$

Вищі похідні виразу (6.77), мають значний обєм та тут не наводяться. Побудуємо графічні залежності, що відображають швидкість зведеної маси кінцевих балок крана (рис. 6.2), зведене зусилля в мостовій балці крана (рис. 6.3), рушійне зусилля (рис. 6.4), момент приводного механізму переміщення крана (рис. 6.5) та кут відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. 6.6) із різними варіаціями часу перехідного процесу пуску 3,5 та 7 секунд під час пуску механізму переміщення крана при переміщені вантажу масою 20 тон, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 7 метрів. Для розрахунків використані параметри крана, які наведені у [10].



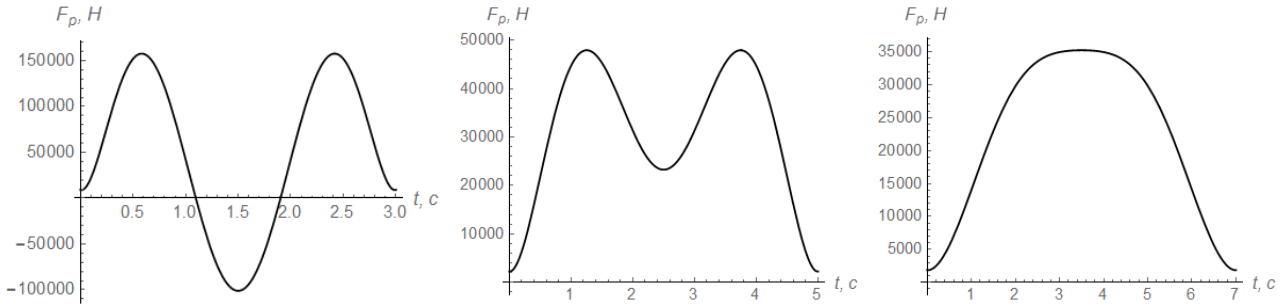
а б в

Рисунок 6.2 – Швидкість зведеної маси кінцевих балок з приводом при тривалості перехідного процесу пуску: а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунд



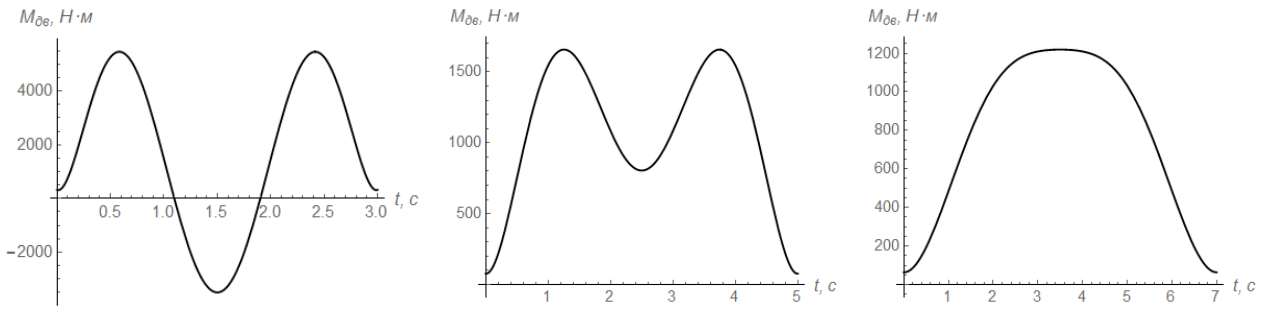
а б в

Рисунок 6.3 – Зведене зусилля в мостовій балці крана при тривалості перехідного процесу пуску: а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунд



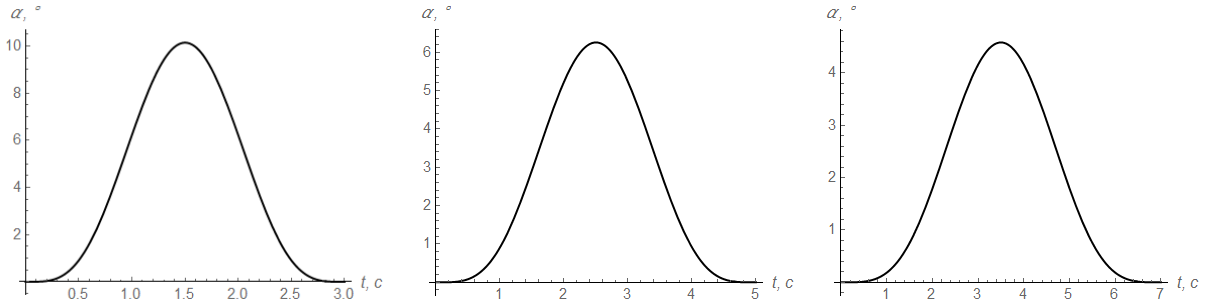
а б в

Рисунок 6.4 – Зведене рушійне зусилля при тривалості перехідного процесу пуску: а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунд



а б в

Рисунок 6.5 – Момент приводних двигунів механізму переміщення крана при тривалості перехідного процесу пуску: а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунд

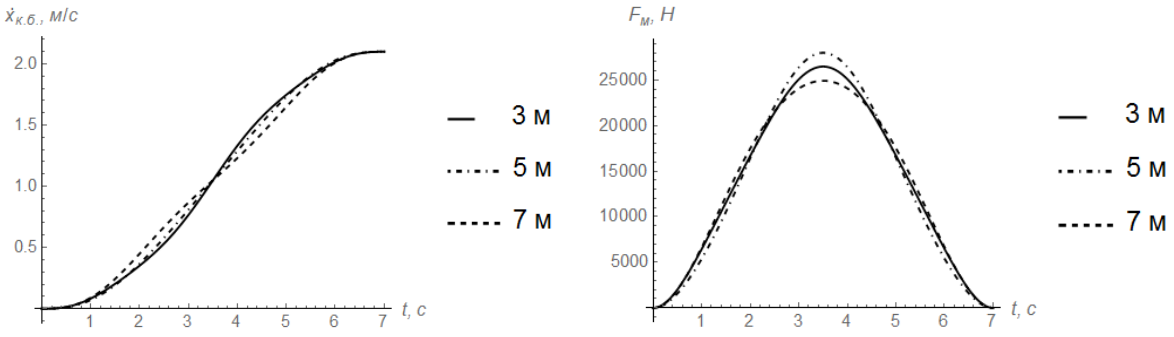


а б в

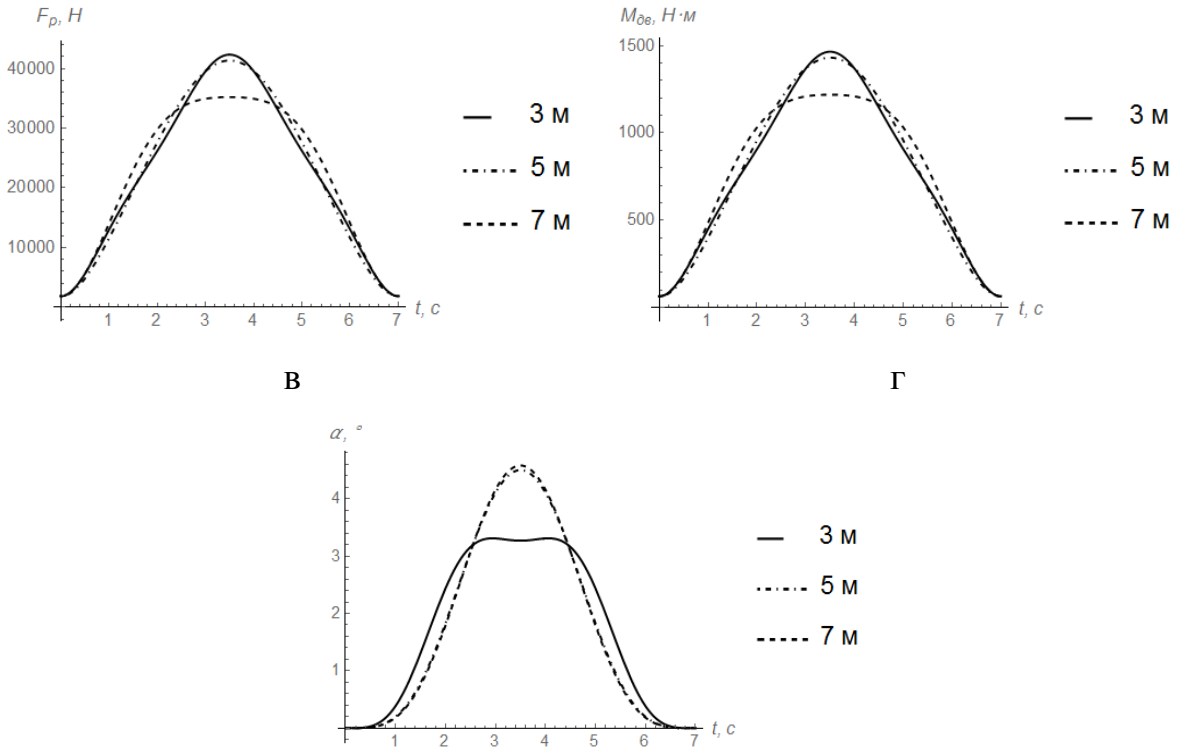
Рисунок 6.6 – Відхилення вантажного канату від вертикалі при тривалості перехідного процесу пуску: а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунд

З рис. 6.2–6.6 видно, що найкращий результат досягається при тривалості розгону крана 7 секунд. Таке керування забезпечує плавне наростання зусилля в мостовій балці крана (рис. 6.3 в), рушійного зусилля (рис. 6.4 в) та приводного моменту механізму переміщення крана (рис. 6.5 в). Максимальні значення останніх і відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. 6.6 в) найменші в порівняння з тривалістю перехідного процесу пуску 3 та 5 секунд. Пуск механізму переміщення крана з тривалістю розгону 5 секунд не забезпечує плавне переміщення крана, а з тривалістю 3 секунди зусилля в мостовій балці, рушійне зусилля та приводний момент механізму переміщення змінюють свій знак на від'ємний, що негативно впливає на металоконструкцію та приводний механізм переміщення крана.

Розглянемо оптимальний режим при переміщені крана із сталою масою вантажу 20 т, тривалістю перехідного процесу пуска 7 секунд та різними варіаціями довжини канату (рис. 6.7) та (рис. 6.8).



а б



в

г

д

Рисунок 6.7 – Перехідний процес пуску механізма переміщення крана в залежності від довжини канату (маса вантажу 20т): а) швидкість зведеної маси кінцевих балок з приводом; б) зведене зусилля в мостовій балці крана; в) рушійне зусилля; г) приводний момент механізму переміщення крана; д) відхилення вантажного канату від вертикалі

Зусилля в мостовій балці крана (рис. 6.7 б) досягає максимальних значень при переміщенні вантажу, що закріпплений на гнучкому підвісі довжиною 5 метрів, а найменше максимальне значення при переміщені вантажу з довжиною канату 7 метрів. Це свідчить про нелінійну залежність зусилля, що виникає у мостовій балці крана в залежності від довжини гнучкого підвісу. Слід відмітити, що при збільшені довжини гнучкого підвісу приводний момент механізму переміщення крана (рис. 6.7 в) та рушійне зусилля (рис. 6.7 г) зменшується, а відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. 6.7 д) збільшується.

Побудуємо графічні залежності, які характеризують перехідний процес пуску механізму переміщення крана з вантажем 5, 10 та 20 тон, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 7 метрів (рис. 6.8).

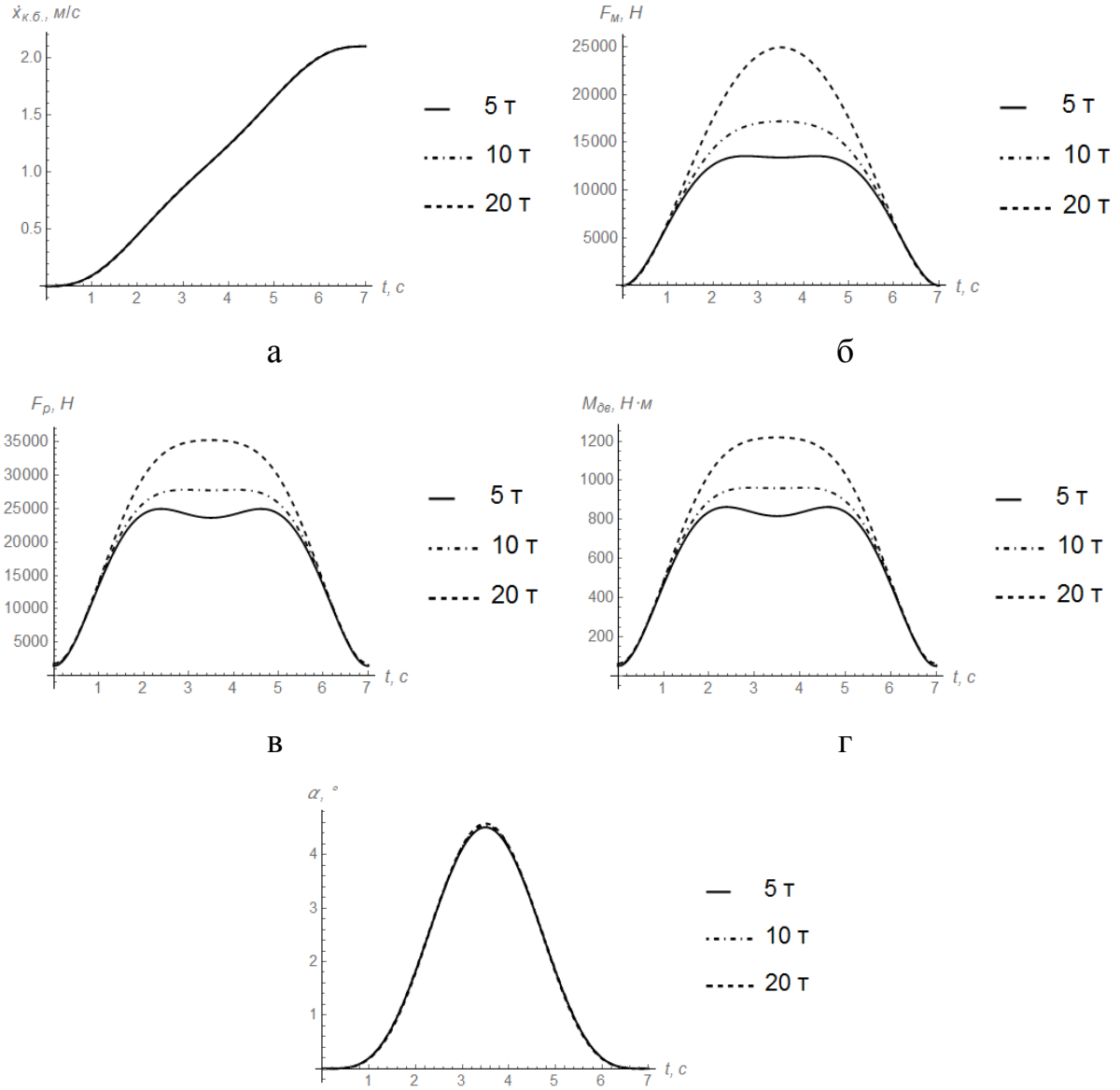
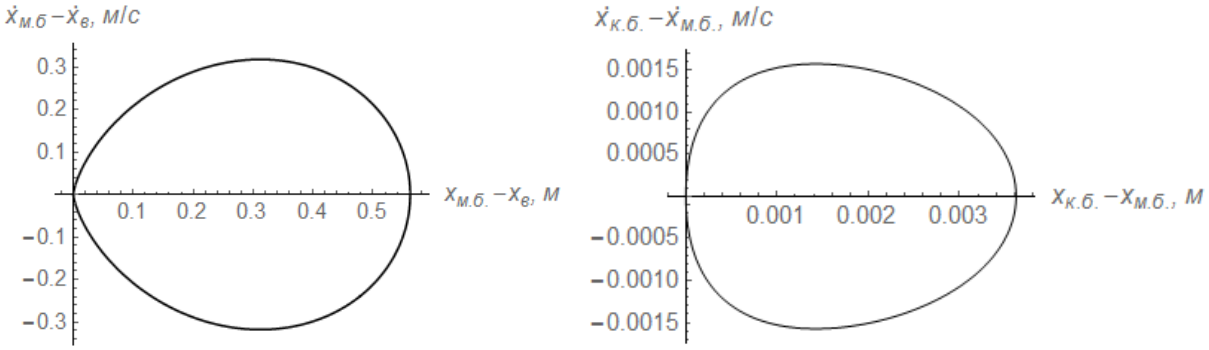


Рисунок 6.8 – Перехідний процес пуску крана (довжина канату 7 м): а) швидкість зведеної маси кінцевих балок з приводом; б) зведене зусилля в мостовій балці крана; в) рушійне зусилля; г) момент приводних двигунів механізму переміщення крана; д) відхилення вантажного канату від вертикалі

Маса вантажу не впливає на швидкість зведеної маси кінцевих балок крана з приводом (рис. 6.8 а) та відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. 6.8 д), а рушійне зусилля (рис. 6.8 в), момент приводного двигуна

(рис. 6.8 г) та зусилля в мостовій балці крана (рис. 6.8 б) збільшується при збільшені маси вантажу.

Побудуємо фазові портрети зведеної маси вантажу відносно зведеної маси мостової балки з візком (рис. 6.9 а) та зведеної маси мостової балки з візком відносно зведеної маси кінцевих балок з приводом (рис. 6.9 б), при переміщенні вантажу краном масою 20 тон, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 7 метрів.



а б

Рисунок 6.9 – Фазові портрети коливань (маса вантажу 20т, довжина канату 7м): а) вантажу; б) мостової балки крана

З рис. 6.9 видно, що відхилення вантажного канату від вертикалі становить 0,56 метра, а максимальний прогин мостової балки крана становить 0,00036 м.

Рівняння швидкості кінцевих балок крана отримане в результаті розв’язку оптимізаційної задачі захищено патентом на корисну модель і наведено у додатку В.

Отриманні розрахункові середньоквадратичні та максимальні значення зусилля в мостовій балці крана, рушійного зусилля, моменту приводного механізму переміщення крана та кута відхилення вантажного канату від вертикалі під час перехідного процесу пуску механізму переміщення крана при оптимальному режимі керування занесемо у таблицю, яка наведена у додатку Г.

6.2.2. Оптимізація перехідного процесу пуску крана за критерієм середньоквадратичного значення функції рушійного зусилля

Для оптимізації перехідного процесу пуску мостового крана за критерієм середньоквадратичного значення рушійного зусилля, наведемо інтегральний функціонал, який необхідно мінімізувати:

$$I_{F_p} = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} [F_p{}^2 dt]^{1/2} \right\} \to \min . \tag{6.78}$$

З першого рівняння математичної моделі (4.20) мостового крана для тримасової динамічної моделі виразимо рушійне зусилля:

$$F_p = m_0 \ddot{x} + W + c(x_0 - x_1). \tag{6.79}$$

Підставимо вирази (6.4, 6.5) в (6.79), після перетворень отримаємо:

$$F_p = W + \ddot{x}(m_1 + m + m_0) + \overset{IV}{x}(m_1 \frac{l}{g} + m_0 \frac{l}{g} + \frac{(m_1 + m)m_0}{c}) + \overset{VI}{x} \frac{m_1 \cdot m_0}{c} \cdot \frac{l}{g}. \tag{6.80}$$

Умовою мінімуму критерію (6.78) з урахуванням виразу (6.80) є рівняння Ейлера Пуассона (6.11), з якого отримано:

$$L(x) = \overset{XII}{x} + A_1 \overset{X}{x} + A_2 \overset{VIII}{x} + A_3 \overset{VI}{x} + A_4 \overset{IV}{x} = 0. \tag{6.81}$$

де L – оператор, який діє на функцію x;

Для розв’язку рівняння (6.81) складемо характеристичне рівняння:

$$r^{12} + A_1 \cdot r^{10} + A_2 \cdot r^8 + A_3 \cdot r^6 + A_4 \cdot r^4 = 0. \tag{6.82}$$

Для подальшого розв’язку винесемо r^4 за дужки:

$$r^4 (r^8 + A_1 \cdot r^6 + A_2 \cdot r^4 + A_3 \cdot r^2 + A_4) = 0, \tag{6.83}$$

$$z = r^2 \Rightarrow z. \tag{6.84}$$

Виконавши заміну з (6.84) в (683), отримаємо наступне рівняння:

$$z^2 (z^4 + A_1 \cdot z^3 + A_2 \cdot z^2 + A_3 \cdot z + A_4) = 0. \tag{6.85}$$

Коефіцієнти A_1, A_2, A_3, A_4 виражаються через параметри мостового крана:

$$A_1 = \frac{2(g \cdot m_0(m + m_1) + c \cdot l(m_0 + m_1))}{l \cdot m_0 \cdot m_1}, \qquad (6.86)$$

$$A_2 = \frac{2 \cdot c \cdot g \cdot l \cdot m_0 \cdot m_1(m + m_0 + m_1)}{l^2 \cdot m_0^{\,2} \cdot m_1^{\,2}} + \frac{(g \cdot m_0(m + m_1) + c \cdot l(m_0 + m_1))^2}{l^2 \cdot m_0^{\,2} \cdot m_1^{\,2}}, \qquad (6.87)$$

$$A_3 = \frac{2 \cdot c \cdot g(m + m_0 + m_1)}{l^2 \cdot m_0^{\,2} \cdot m_1^{\,2}} \cdot (g \cdot m_0(m + m_1) + c \cdot l(m_0 + m_1)), \qquad (6.88)$$

$$A_4 = \frac{c^2 \cdot g^2(m + m_0 + m_1)^2}{l^2 \cdot m_0^{\,2} \cdot m_1^{\,2}}. \qquad (6.89)$$

Аналітично розв’язати ці рівняння не вдається, тому для наближеного розв’язку використовуємо метод коллокацій [152]. У відповідності до методу коллокацій, будемо вимагати рівності сформованої нев’язки рівняння Ейлера-Пуассона у моменти часу $\frac{t_1 \cdot k}{5}$ (k = 1, 2, 3, 4).

Ця вимога математично записується у наступному вигляді:

$$L(x)\big|_{t=\frac{T k}{5}} = 0, \;\; k = 1, 2, 3, 4, \qquad (6.81)$$

Тоді крайові умови для розв’язку рівняння (6.81) матимуть вигляд:

$$\begin{cases} t = 0; x = 0; \dot{x} = 0; \ddot{x} = 0; \dddot{x} = 0; \overset{IV}{x} = 0; \overset{V}{x} = 0; \\ x\left(\frac{T}{5}\right) = q_1, x\left(\frac{2 \cdot T}{5}\right) = q_2, x\left(\frac{3 \cdot T}{5}\right) = q_3, x\left(\frac{4 \cdot T}{5}\right) = q_4 \\ t = t_1; x = \frac{Vt}{2}; \dot{x} = V; \ddot{x} = 0; \overset{IV}{x} = 0; \overset{V}{x} = 0. \end{cases} \qquad (6.91)$$

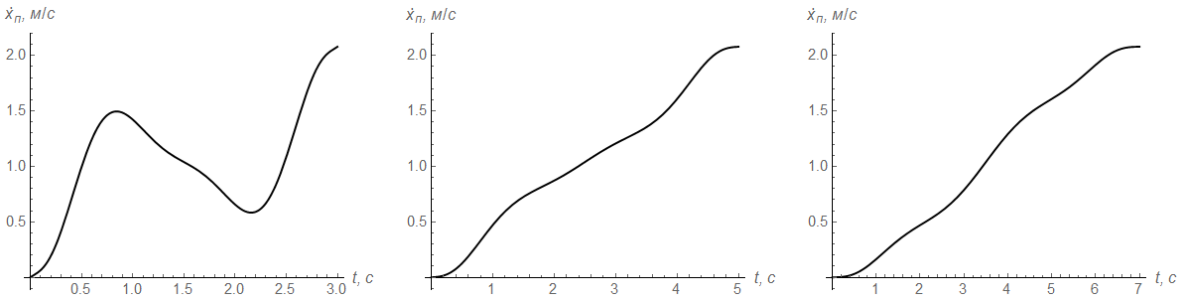
Далі для отримання наближеного розв’язку, розв’яжемо рівняння шістнадцятого порядку з урахуванням крайових умов (6.91):

$$x^{XVI} = 0. \qquad (6.92)$$

В результаті отримаємо:

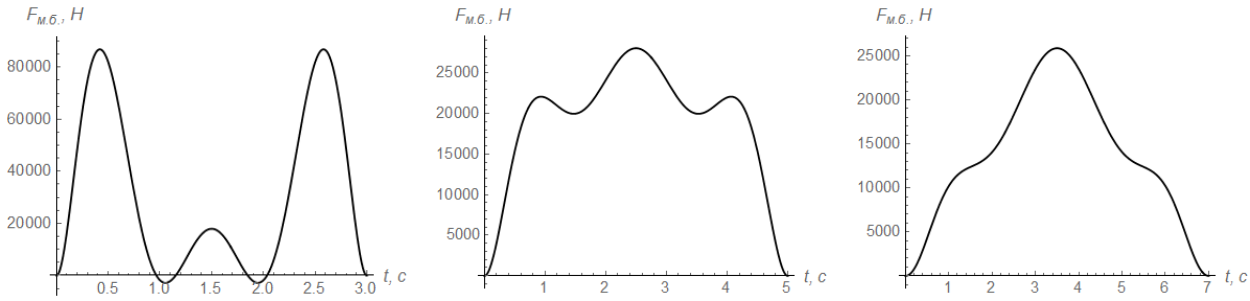
$$x = \frac{1}{11943936 \cdot T^{15}} \cdot t^6(-118652343750 \cdot q_1(5t-4T)(5t-3T)(5t-2T) \cdot$$
$$\cdot (t-T)^6 + (5t-T)(488281250(t-T)^6(64 \cdot q_2(5t-4T)(5t-3T) -$$
$$-(5t-2T)(64q_3(5t-4T) + 243 \cdot q_4(-5t+3T))) - (5t-4T)(5t-3T) \cdot \qquad (6.93)$$
$$\cdot (5t-2T)T(6494140625 \cdot t^5 - 33663499273 \cdot t^4 \cdot T + 69916324490 \cdot t^3 \cdot$$
$$\cdot T^2 - 72739919570 \cdot t^2 \cdot T^3 + 37917746965 \cdot t \cdot T^4 - 7925042069 \cdot T^5)v))$$

Знайдемо вищі похідні за часом виразу (6.93), а саме x^{IV}, x^{VI}, x^{VIII}, x^{X}, x^{XII}, які мають значний об'єм та тут не наводяться. Підставимо їх у рівняння (6.81) разом з коефіцієнтами A_1, A_2, A_3, A_4 та знайдемо розв'язки у точках колокації. Після цього розв'яжемо систему рівнянь в результаті чого отримаємо розв'язки q_1, q_2, q_3, q_4 у вигляді чисел та підставимо у (6.93). З урахуванням виразів (3.93) побудовано графічні залежності перехідного процесу пуску крана при оптимальному керуванні для швидкості зведеної маси кінцевих балок з приводом (рис. 6.10), зведеного зусилля, що діє в мостовій балці крана (рис. 6.11), рушійного зусилля (рис. 6.12) та приводного моменту механізму переміщення крана (рис. 6.13) із різними варіаціями тривалості перехідного процесу пуску механізму переміщення крана 3,5 та 7 секунд з масою вантажу 20 т, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 7 м.



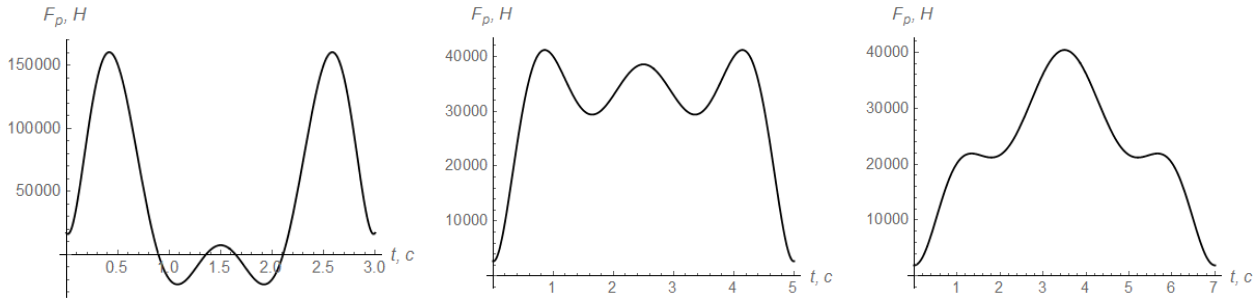
а б в

Рисунок 6.10 – Швидкість зведеної маси кінцевих балок крана з приводом при тривалості перехідного процесу пуску: а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунд



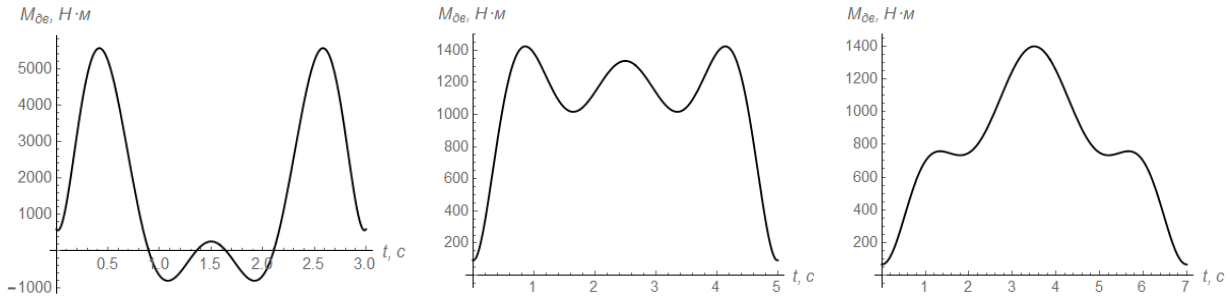
а б в

Рисунок 6.11 – Зведене зусилля в мостовій балці крана при тривалості перехідного процесу пуску: а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунд



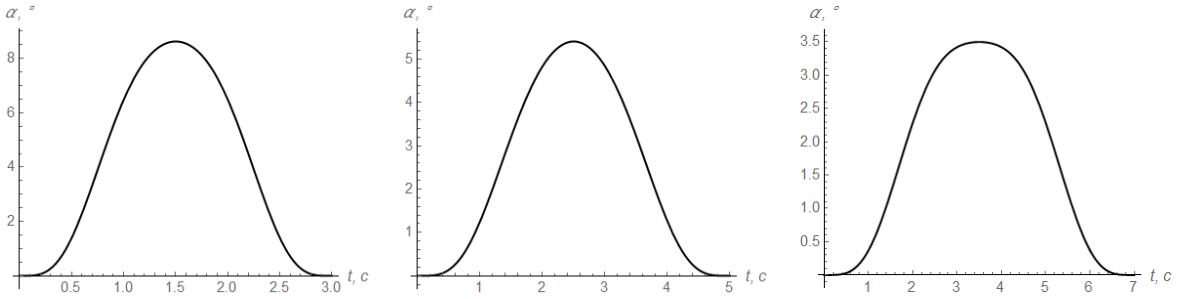
а б в

Рисунок 6.12 – Зведене рушійне зусилля при тривалості перехідного процесу пуску: а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунд



а б в

Рисунок 6.13 – Приводний момент механізму переміщення крана, тривалість перехідного процесу пуску: а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунд



а б в

Рисунок 6.14 – Кут відхилення вантажного канату від вертикалі при тривалості перехідного процесу пуску: а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунд

З рис. 6.10 –6.14 видно, що найкращий результат досягається при часі розгону 7 секунд. Таке керування забезпечує плавне наростання зусилля в мостовій балці (рис. 6.11 в), рушійного зусилля (рис. 6.12 в) та приводного моменту механізму переміщення крана (рис. 6.13 в), а також найменші максимальні значення цих характеристик, включаючи відхилення вантажного канату від вертикалі. При керуванні механізмом переміщення краном з тривалістю перехідного процесу пуску 3 секунди зведене зусилля в мостовій балці крана (рис. 6.11 а), рушійне зусилля (рис. 6.12 а) та приводний момент двигунів механізму переміщення крана (рис. 6.13 а) змінюють знак на від’ємний, що негативно впливає на елементи металоконструкції та приводний механізм переміщення крана.

Побудуємо графічні залежності, що відображають оптимальний режим керування при переміщені вантажу масою 20 тон, який закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3, 5 та 7 метрів (рис. 6.15) та (рис. 6.16) при різних варіаціях маси вантажу 5, 10 та 20 тон, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 7 метрів (рис. 6.17) та (рис. 6.18).

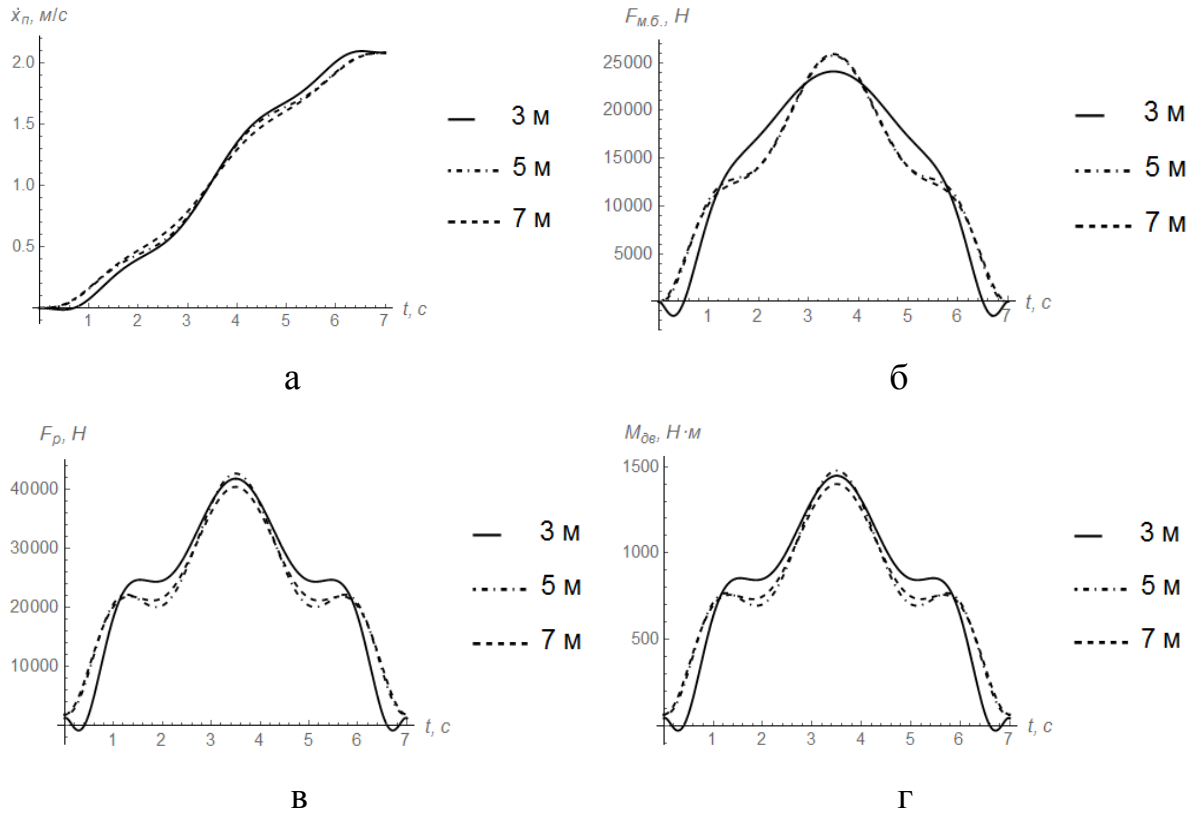


Рисунок 6.15 – Перехідний процес пуску механізму переміщення крана (маса вантажу 20 тон): а) швидкість зведеної маси мостової балки крана з приводом; б) зведене зусилля в мостовій балці крана; в) рушійне зусилля; г) момент приводних двигунів механізму переміщення крана

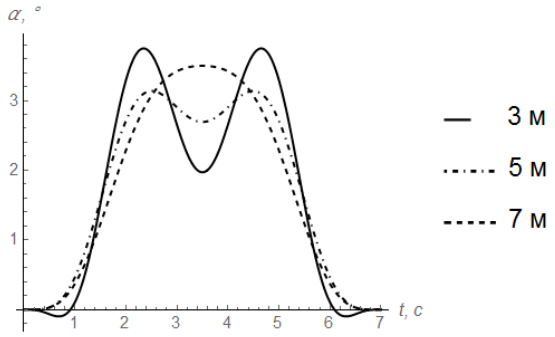


Рисунок 6.16 – Відхилення вантажного канату від вертикалі, під час пуску механізма переміщення крана з масою вантажу 20 тон

При зменшені довжини гнучкого підвісу до 3-х метрів, процес пуску крана починається з реверсного руху (рис. 6.15 а), в результаті чого зусилля в мостовій балці крана (рис. 6.15 б), рушійне зусилля (рис. 6.15 в), приводний

момент механізму переміщення крана (рис. 6.15 г) та відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. 6.16) змінюють свій знак на протилежний.

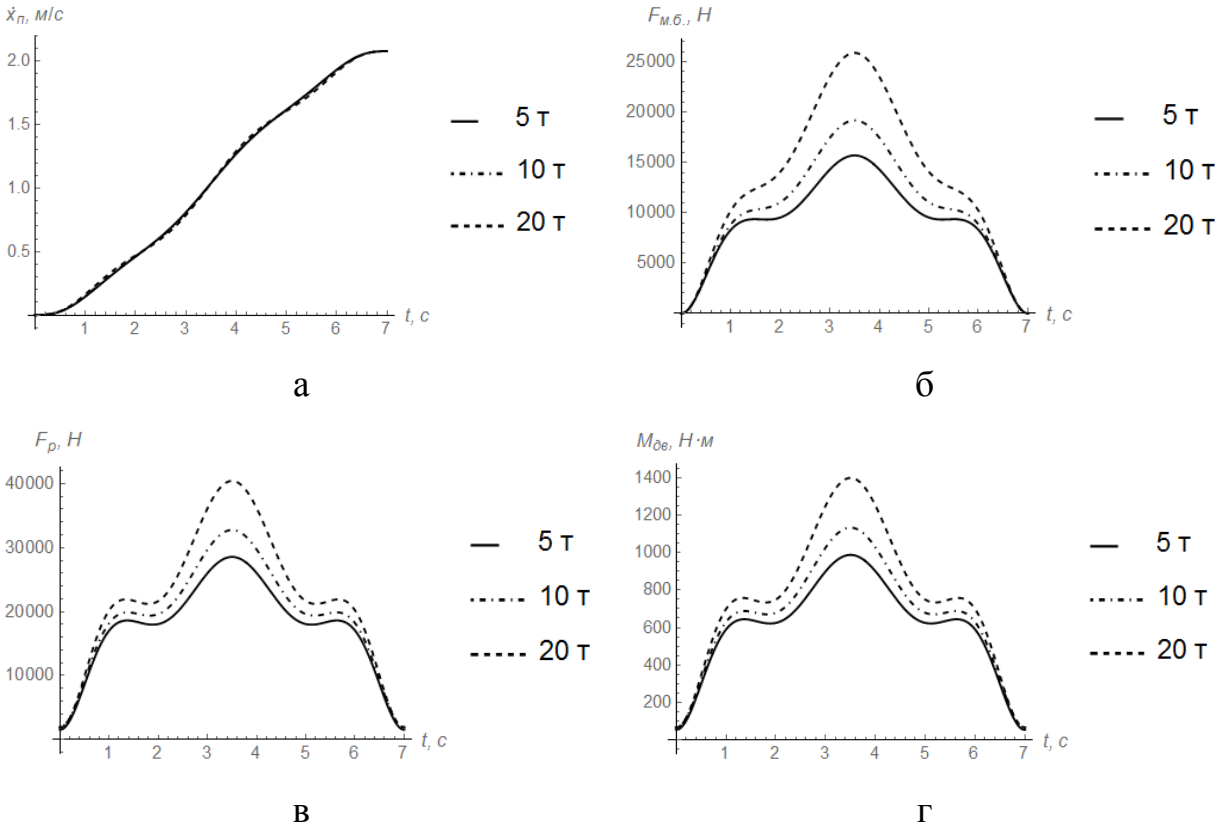


Рисунок 6.17 – Перехідний процес пуску механізму переміщення крана (довжина канату 7м): а) швидкість зведеної маси кінцевих балок з приводом; б) зусилля в мостовій балці крана; в) рушійне зусилля; г) приводний момент механізму переміщення крана

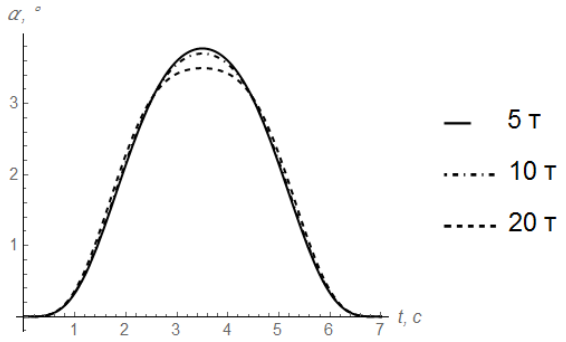
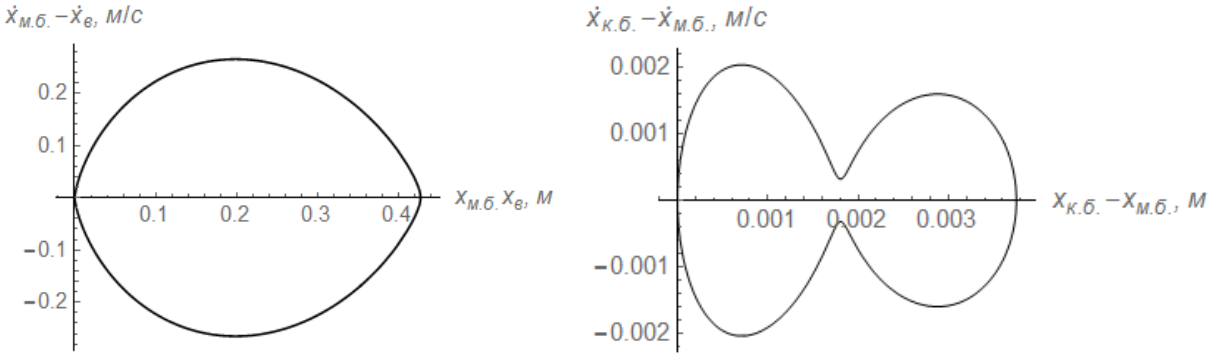


Рисунок 6.18 – Відхилення вантажного канату від вертикалі, під час пуску механізму переміщення крана з довжина канату 7 метрів

При збільшені маси вантажу збільшуються максимальні значення зусилля в мостовій балці крана (рис. 6.17 б), рушійного зусилля (рис. 6.17 в) і приводного моменту (рис. 6.17 г). Слід відмітити, що при збільшені маси вантажу максимальні відхилення вантажного канату від вертикалі зменшується (рис. 6.18).

Побудуємо фазові портрети коливань вантажу (рис. 6.19 а) та мостової балки (рис. 6.19 б) при масі вантажу 20т та довжині канату 7м.



а б

Рисунок 6.19 – Фазові портрети коливань (маса вантажу 20т, довжина канату 7м): а) вантажу; б) мостової балки крана

Максимальні відхилення вантажного канату від вертикалі становить 0,425 метра (рис. 6.19 а), а максимальний прогин мостової балки крана досягає 0,00038 м (рис. 6.19 б).

Отриманні розрахункові середньоквадратичні та максимальні значення основних динамічних характеристик крана під час перехідного процесу пуску крана занесемо у таблицю, яка наведена у додатку Д.

6.3. Розв’язок оптимізаційної задачі для чотиримасової динамічної моделі крана за комплексним критерієм

В порівнянні з тримасовою (рис. 4.7) чотиримасова динамічна модель враховує привід механізму переміщення крану. Для дослідження перехідних режимів переміщення крана використаємо систему диференціальних рівнянь

(4.28), яка описує рух чотиримасової динамічної моделі крана. Щоб дослідити вплив привода на динаміку переміщення крана, використаємо комплексний критерій, в який входять середньоквадратичні значення функції зусилля, що діє в мостовій балці крана, функції сили інерції, що діє на масу вантажу та зусилля, що діє в кінцевих балках крана.

Такий критерій являє собою інтегральний функціонал, який необхідно мінімізувати:

$$K = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[\begin{array}{l} \delta_1 \cdot \left(\frac{F_{к.б.}}{m \cdot g} \right)^2 + \delta_2 \cdot \left(\frac{F_{i.в.}}{m \cdot g} \right)^2 + \\ + \delta_3 \cdot \left(\frac{F_{к.б.}}{m \cdot g} \right)^2 + \delta_4 \cdot \left(\frac{\frac{1}{2} m \cdot \overset{VIII}{x}}{\widetilde{I}} \right)^2 \end{array} \right] dt \right\}^{1/2} \to \min, \qquad (6.94)$$

де δ_1, δ_2, δ_3, δ_4 – вагові коефіцієнти відповідно функції зусилля, що діє в кінцевих балках крана, зусилля в мостовій балці крана, сили інерції, що діє на масу вантажу та додаткової складової $\frac{\frac{1}{2} m \cdot \overset{VIII}{x}}{\widetilde{I}}$, яка дає змогу підняти порядок критерію до восьмого і приймається незначною величиною.

$\widetilde{I}$ – мінімально можливе середньоквадратичне значення виразу $\frac{1}{2} m \cdot \overset{VIII}{x}$;

Визначимо мінімально можливе значення $\widetilde{I}$:

$$\widetilde{I} = \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \frac{1}{2} m \cdot \left(\overset{VIII}{x} \right)^2 dt \qquad (6.95)$$

Підінтегральний вираз (6.95) позначимо:

$$f = \left(\frac{1}{2} m \cdot \overset{VIII}{x} \right)^2 \qquad (6.96)$$

Умовою мінімуму виразе (6.95) є рівняння Ейлера-Пуассона (6.11). Знайдемо окремі доданки, які входять у рівняння (6.11):

$$\frac{\partial f}{\partial \overset{VIII}{x}} = m \cdot \overset{VIII}{x};$$

$$\frac{d^8}{dt^8}\frac{\partial^8 f}{\partial \overset{VIII}{x}} = m\cdot \overset{XVI}{x} = 0;$$

$$m\cdot \overset{XVI}{x} = 0. \qquad (6.97)$$

З урахуванням крайових умов руху (6.61) отримаємо розв'язок рівняння (6.95):

$$x = \frac{t^8(132\cdot t^6 - 924\cdot t^5\cdot T + 2730\cdot t^4\cdot T^2 - 4368\cdot t^3\cdot T^3 + 4004\cdot t^2\cdot T^4 - 2002\cdot t\cdot T^5 + 429\cdot T^6)\cdot v}{2\cdot T^{13}}. \qquad (6.98)$$

Знайдемо $\overset{VIII}{x}$, для цього продиференціюємо вираз (6.96) вісім разів за часом, в результаті отримаємо:

$$\overset{VIII}{x} = \frac{8648640(924\cdot t^6 - 2772\cdot t^5\cdot T + 3150\cdot t^4\cdot T^2 - 1680\cdot t^3\cdot T^3 + 420\cdot t^2\cdot T^4 - 42\cdot t\cdot T^5 + T^6)v}{T^{13}}. \qquad (6.99)$$

Підставимо вираз (6.99) в (6.95) в результаті чого будемо мати:

$$\tilde{I} = \frac{2876883609600\cdot m\cdot v^2}{T^{14}} \qquad (6.100)$$

Підставимо вираз (6.100) у критерій (6.94), в результаті отримаємо:

$$K = \left\{\frac{1}{t_1}\int_0^{t_1}\left[\delta_1\cdot\left(\frac{F_{м.б.}}{m\cdot g}\right)^2 + \delta_2\cdot\left(\frac{F_{і.в.}}{m\cdot g}\right)^2 + \delta_3\cdot\left(\frac{F_{к.б.}}{m\cdot g}\right)^2 + \delta_4\cdot\left(\frac{t_1^{14}\cdot \overset{VIII}{x}}{5753767219200\cdot v^2}\right)^2\right]dt\right\}^{1/2} \to \min. \qquad (6.101)$$

З математичної моделі (4.28) визначимо зусилля, що діє на вантаж та підставимо в (6.101), з урахуванням виразів (6.50) та (6.52) знаходимо:

$$K=\left\{\frac{1}{t_1}\int_0^{t_1}\left[\delta_1\left(\frac{g(m+m_3)\cdot\ddot{x}+l\cdot m_3\cdot\overset{IV}{x}}{g^2\cdot m}\right)^2+\delta_2\cdot\left(\frac{\ddot{x}}{g}\right)^2+\right.\right.$$
$$+\delta_3\left(\frac{c_2\cdot g\cdot W+c_2\cdot g(m+m_2+m_3)\cdot\ddot{x}}{c_2\cdot g^2\cdot m}+\right.$$
$$\left.+\frac{(g\cdot m_2(m+m_3)+c_2\cdot l\cdot(m_2+m_3))\cdot\overset{IV}{x}}{c_2\cdot g^2\cdot m}+\right)^2+$$
$$\left.\left.+\frac{l\cdot m_2\cdot m_3\cdot\overset{VI}{x}}{c_2\cdot g^2\cdot m}\right]dt\right\}^{1/2}+\delta_4\cdot\left(\frac{t_1^{14}\cdot\overset{VIII}{x}}{5753767219200\cdot v^2}\right)^2\Bigg]\Bigg\}\to\min. \tag{6.102}$$

Тоді рівняння Ейлера-Пуассона для підінтегрального виразу (6.102) після перетворень матиме вигляд:

$$L(x)=\overset{XVI}{x}+A_1\cdot\overset{XII}{x}+A_2\cdot\overset{X}{x}+A_3\cdot\overset{VIII}{x}+A_4\cdot\overset{VI}{x}+A_5\cdot\overset{IV}{x}=0, \tag{6.103}$$

де L – оператор, який діє на функцію x;

$A_1,\ A_2,\ A_3,\ A_4,\ A_5$ - постійні коефіцієнти які визначаються залежностями:

$$A_1=\frac{331058372127405008486400000\cdot\delta_3\cdot l^2\cdot m_2^{\,2}\cdot m_3^{\,2}\cdot v^4}{c_2^{\,2}\cdot g^4\cdot\delta_4\cdot m^2\cdot T^{28}}; \tag{6.104}$$

$$A_2=\frac{662116744524810016927800000\cdot\delta_3\cdot l\cdot m_2\cdot m_3}{c_2^{\,2}\cdot g^4\cdot\delta_4\cdot m^2\cdot T^{28}}\cdot$$
$$\cdot\frac{(g\cdot m_2(m+m_3)\cdot c_2\cdot l(m_2+m_3))\cdot v^4}{1} \tag{6.105}$$

$$A_3=\frac{331058372127405008486400000(g^2\cdot\delta_3\cdot m_2^{\,2}\cdot}{\cdot(m+m_3)^2+c_2^{\,2}\cdot l^2(\delta_1\cdot m_3^{\,2}+\delta_3(m_2+m_3)^2)+2\cdot c_2\cdot}$$
$$\frac{g\cdot\delta_3\cdot l\cdot m_2(2m_3(m_2+m_3)+m(m_2+2m_3)))v^4}{c_2^{\,2}\cdot g^4\delta_4\cdot m^2\cdot T^{28}} \tag{6.106}$$

$$A_4 = \frac{\begin{array}{c}662116744254810016972800000(g \cdot \delta_3 \cdot m_2 \cdot \\ (m+m_3)(m+m_2+m_3)+c_2 \cdot l(\delta_1 \cdot m_3(m+m_3)+ \\ +\delta_3(m_2+m_3)(m+m_2+m_3)))v^4\end{array}}{c_2 \cdot g^3 \cdot \delta_4 \cdot m^2 \cdot T^{28}} \qquad (6.107)$$

$$A_5 = \frac{\begin{array}{c}331053721274050084864000(\delta_2 \cdot m^2 + \\ +\delta_1(m+m_3)^2+\delta_3(m+m_2+m_3)^2)v^4\end{array}}{g^2 \cdot \delta_4 \cdot m^2 \cdot T^{28}} \qquad (6.108)$$

Рівняння (6.103) аналітично розв'язати не вдається, тому використовуємо метод коллокацій для наближеного розв'язку [152]. У відповідності до методу коллокацій будемо вимагати рівності сформованої нев'язки рівняння Ейлера-Пуассона у моменти часу $\frac{t_1 \cdot k}{5}$ (k = 1, 2, 3, 4). Ця вимога математично записується у наступному вигляді:

$$L(x)\Big|_{t=\frac{t_1 \cdot k}{5}} = 0,\ k = 1, 2, 3, 4, \qquad (6.109)$$

З урахуванням виразу (6.109) крайові умови руху механічної системи матимуть вигляд:

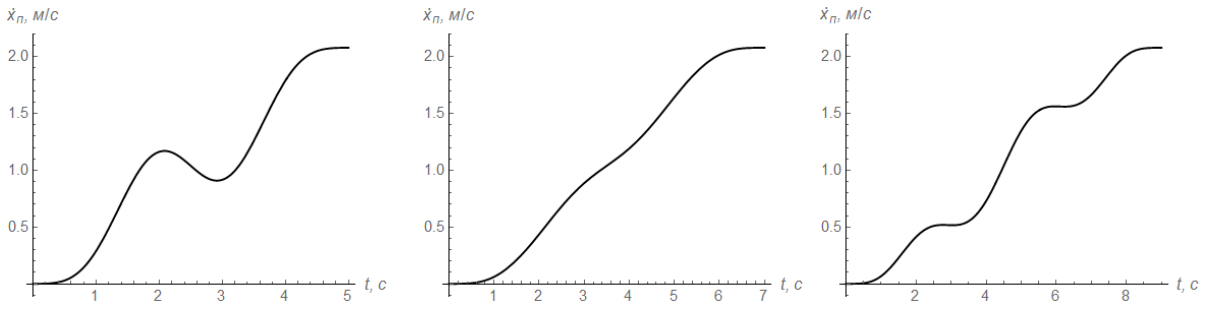
$$\begin{cases} t=0; x=0; \dot{x}=0; \ddot{x}=0; \dddot{x}=0; \overset{IV}{x}=0; \overset{V}{x}=0; \overset{VI}{x}=0; \overset{VII}{x}=0; \\ x\left(\frac{T}{5}\right)=q_1, x\left(\frac{2 \cdot T}{5}\right)=q_2, x\left(\frac{3 \cdot T}{5}\right)=q_3, x\left(\frac{4 \cdot T}{5}\right)=q_4; \\ t=t_1; x=\frac{Vt_1}{2}; \dot{x}=V; \ddot{x}=0; \dddot{x}=0; \overset{IV}{x}=0; \overset{V}{x}=0; \overset{VI}{x}=0; \overset{VII}{x}=0. \end{cases} \qquad (6.110)$$

Далі для отримання наближеного розв'язку, розв'яжемо рівняння двадцятого порядку $\overset{XX}{x}=0.$ з урахуванням крайових умов (6.110):

$$x = \frac{1}{1719926784 \cdot T^{19}} \cdot t^8 (-667419433593750 \cdot q_1 (5t - 4T) \cdot$$
$$\cdot (5t - 3T)(5t - 2T)(t - T)^8 + (5t - T)(305175781250(256q_2 \cdot$$
$$\cdot (5t - 4T)(5t - 3T) - (256q_3 (5t - 4T) - 2187q_4 (5t - 3T)) \cdot$$
$$\cdot (5t - 2T))(t - T)^8 - (5t - 4T) \cdot (5t - 3T)(5t - 2T) \cdot T \cdot \qquad (6.111)$$
$$\cdot (38482666015625t^7 - 276797969456531 \cdot t^6 \cdot T +$$
$$+ 854038911195717 \cdot t^5 \cdot T^2 - 1465364199404215 \cdot t^4 \cdot T +$$
$$+ 1510173589162219 \cdot t^3 \cdot T^4 - 934896665254857 \cdot t^2 \cdot T^5 +$$
$$+ 321944547529991 \cdot t \cdot T^6 - 47580915619757 \cdot T^7) \cdot v))$$

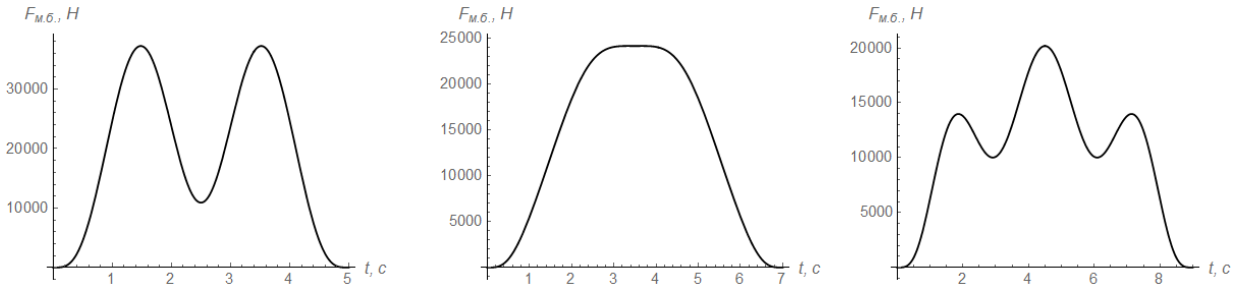
З виразу (6.111) знайдемо вищі похідні за часом, які мають значний об'єм, тому тут не наводяться та підставимо їх у (6.103) разом з виразами (6.104-6.108). Знайдемо розв'язки у точках колокації, після цього розв'яжемо систему рівнянь і отримаємо q_1, q_2, q_3, q_4 у вигляді чисел та підставимо у (6.111). В результаті отримаємо наближений розв'язок для наперед заданих параметрів, що входять до виразів (6.104 - 6.108). Таким чином в подальшому це дасть змогу дослідити динамічні параметри крана під час перехідного процесу пуску механізму переміщення крана.

Комплексний критерій (6.94) включає в себе вагові коефіцієнти, що відповідають за долю кожної складової у критерії. Щоб складові, які відповідають за зусилля в кінцевих балках крана та зусилля що діє на масу вантажу не впливали на розв'язок приймемо наступні вагові коефіцієнти $\delta_1 = 0.99999,\ \delta_2 = 0,\quad \delta_3 = 0,\quad \delta_4 = 0{,}00001$. В результаті розв'язку оптимізаційної задачі побудуємо графічні залежності, що характеризують перехідний процес пуску механізму переміщення крана та відображають характер зміни швидкості зведеної маси привода (рис. 6.20), зведених зусиль в мостовій (рис. 6.21) та кінцевих балках крана (рис. 6.22), рушійного зусилля (рис. 6.23), приводного моменту двигуна механізму переміщення крана (рис. 6.24) та відхилення вантажного канату від вертикалі в залежності від часу перехідного режиму пуску механізму переміщення крана при переміщенні вантажу масою 20 тон, що закріплений на гнучкому підвісу 7м.



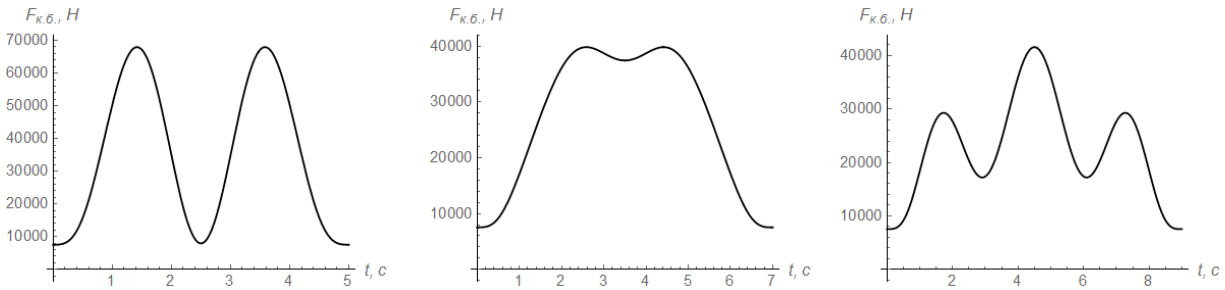
а б в

Рисунок 6.20 – Швидкість зведеної маси привода при тривалості перехідного процесу пуску : а) 3 секунди; в)5 секунд; в) 7 секунд



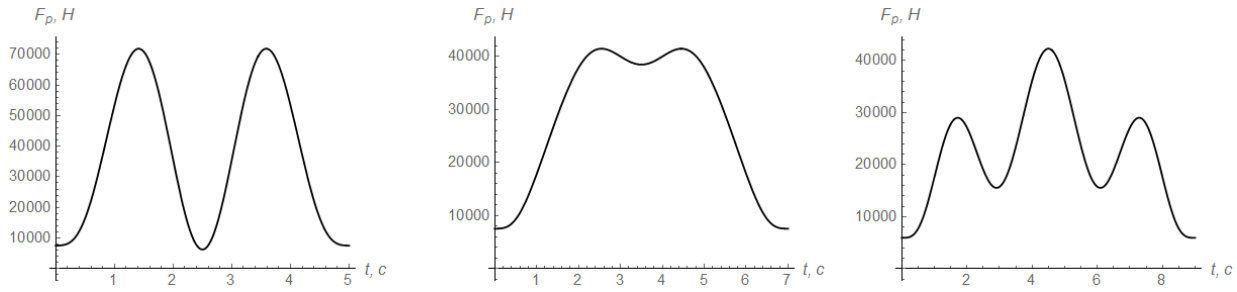
а б в

Рисунок 3.21 – Зведене зусилля, що діє в мостовій балці крана, при тривалості перехідного процесу пуску: а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунд



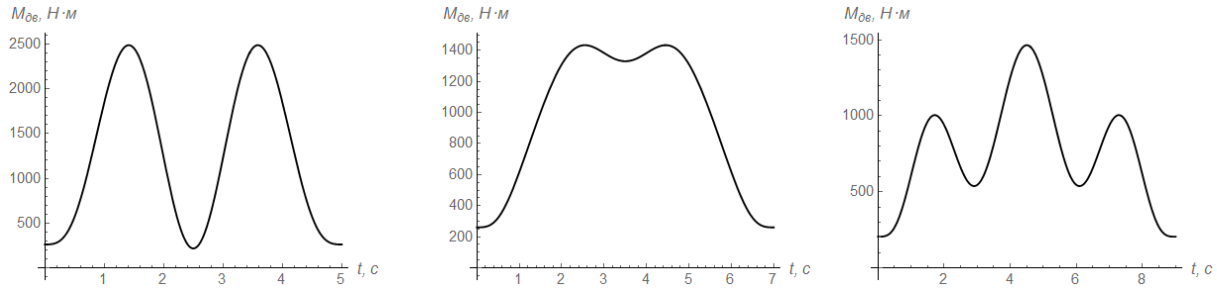
а б в

Рисунок 3.22 – Зусилля, що діє в кінцевих балках крана при тривалості перехідного процесу пуску: а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунди



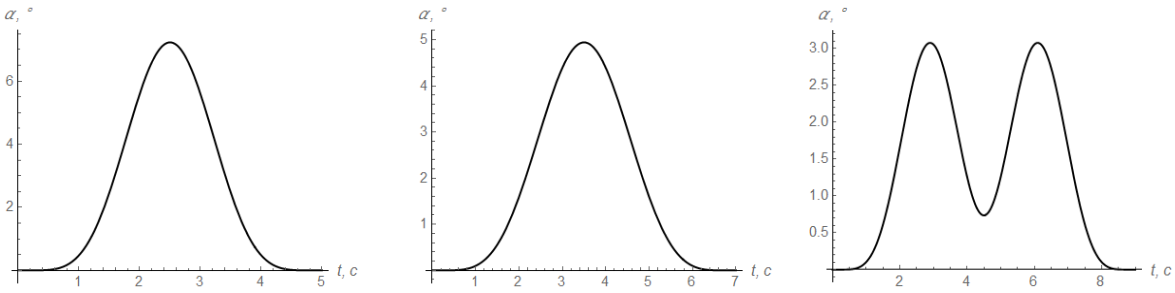
а б в

Рисунок 6.23 – Рушійне зусилля при тривалості перехідного процесу пуску : а) 3 секунди; в)5 секунд; в) 7 секунд



а б в

Рисунок 6.24 – Момент приводних двигунів механізму переміщення крана при тривалості перехідного процесу пуску : а) 3 секунди; в)5 секунд; в) 7 секунд



а б в

Рисунок 6.25 – Кут відхилення вантажного канату від вертикалі при тривалості перехідного процесу пуску : а) 3 секунди; в)5 секунд; в) 7 секунд

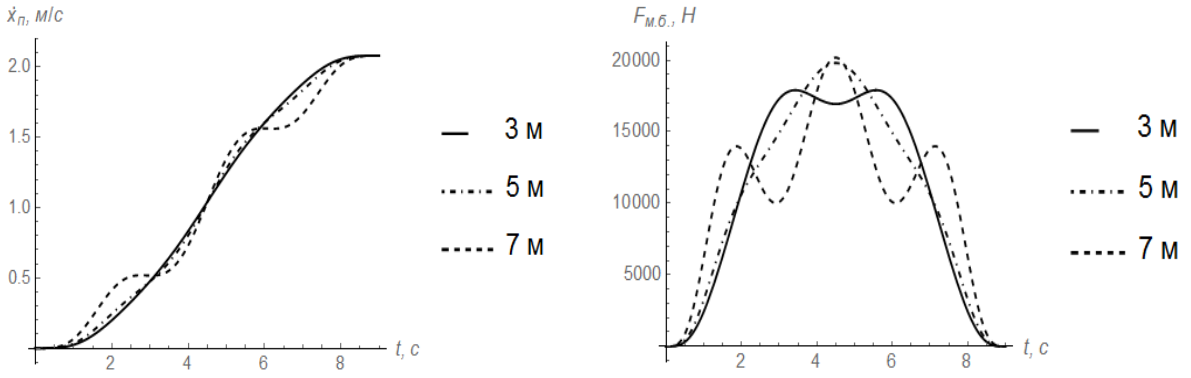
Перехідний процес пуску механізму переміщення крана тривалістю розгону 7 секунд забезпечує плавне наростання зусилля в мостовій (рис. 6.21 б) та кінцевих балках крана (рис. 6.22 б), рушійного зусилля (рис. 6.23 б),

приводного моменту механізму переміщення крана (рис. 6.24 б) та відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. 6.25 б).

При такому керуванні пікові значення цих характеристик мінімальні. При режимі керування краном з тривалістю перехідного процесу пуску 9 секунд середньоквадратичні значення зведених зусилля в мостовій (рис. 6.21 в) та в кінцевих балках крана (рис. 6.22 в), рушійного зусилля (рис. 6.23 в) та приводного моменту механізму переміщення крана (рис. 6.24 б) мінімальні, але такий режим не забезпечує плавну зміною досліджуваних характеристик.

Коливання зусиль під час перехідного процесу пуску негативно впливає на металоконструкцію та приводний механізм переміщення крана. Слід відмітити, що кут відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. 6.25 б) під час пуску механізму переміщення крана з тривалістю 9 секунд найменший, а при керувані з тривалістю 3 секунди найбільший (рис. 6.25 а). Аналогічна картина спостерігається для інших характеристиках крана (рис. 6.21 а, 6.22 а, 6.23 а, 6.24 а).

Розглянемо оптимальний режим при переміщені вантажу краном масою 20 тон, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3, 5 та 7 метрів і тривалістю перехідного процесу пуску механізму переміщення 9 секунд (рис. 6.26).



а б

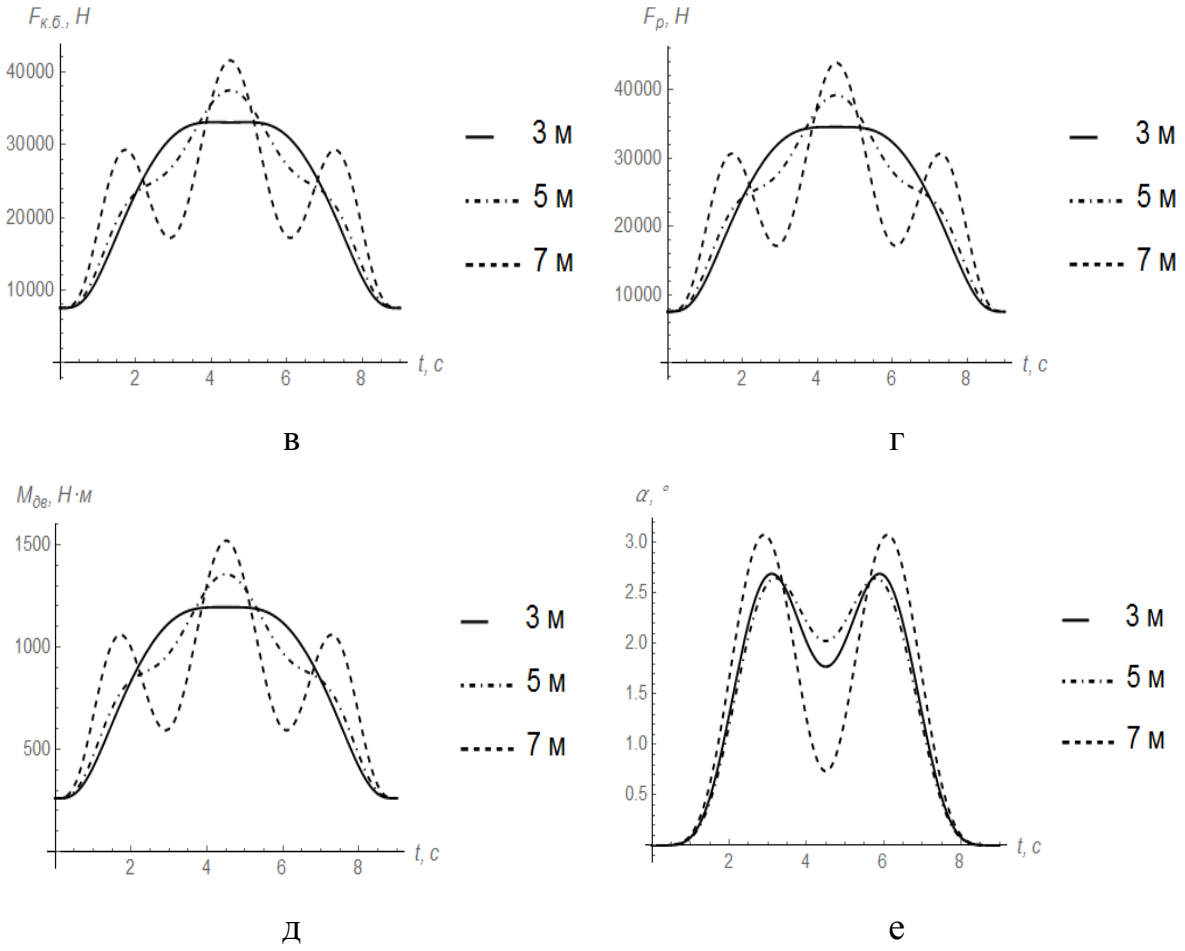


Рисунок 6.26 – Перехідний процес пуску крана: а) швидкість зведеної маси привода крана; б) зведене зусилля в мостовій балці крана; в) зведене зусилля в кінцевих балках крана; г) рушійне зусилля; д) момент приводного механізму переміщення крана; е) кут відхилення вантажного канату від вертикалі

Зусилля в мостовій балці крана (рис. 6.26 б) досягає максимальних значень при переміщенні вантажу, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 5 метрів, а найменше максимальне значення при переміщені вантажу з довжиною канату 7 метрів.

Кут відхилення вантажного канату від вертикалі найбільший при довжині канату 7 метрів і найменший, якщо вантаж закріплений на гнучкому підвісі довжиною каната 5 метрів (рис. 6.26 е).

Це свідчить про нелінійну залежність зусилля, що виникає у мостовій балці крана, кута відхилення вантажного канату від вертикалі в залежності

від довжини гнучкого підвісу. Слід відмітити, що зусилля в кінцевих балках крана (рис. 6.26 в), рушійне зусилля (рис. 6.26 г) та приводний момент механізму переміщення крана (рис. 6.26 д) мають непрямі залежності від довжини гнучкого підвісу.

Побудуємо графічні залежності, які відображають перехідний процес пуску механізму переміщення крана тривалістю 7 секунд під час переміщення вантажу масою 5, 10 та 20 тон, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 7 метрів (рис. 6.27) та (рис. 6.28).

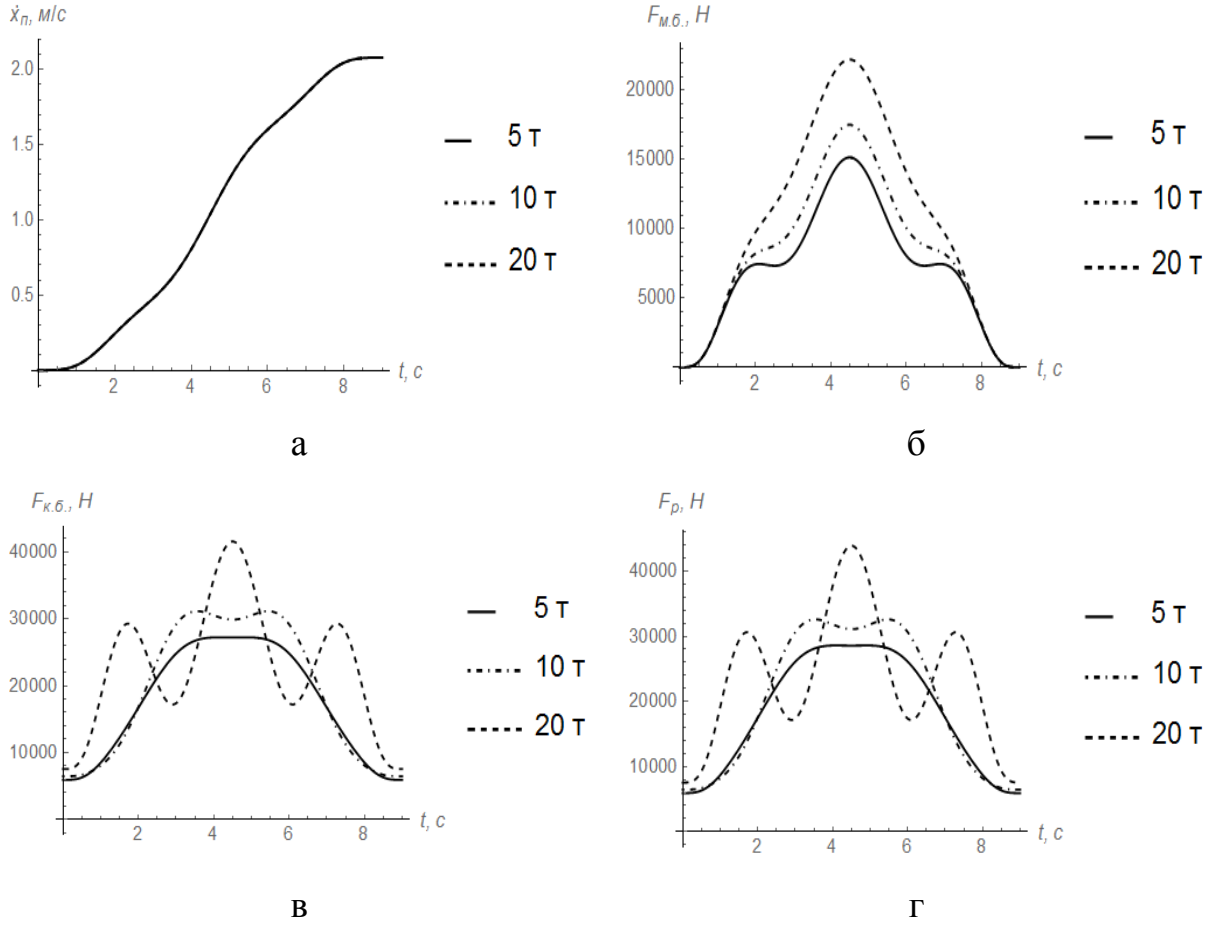
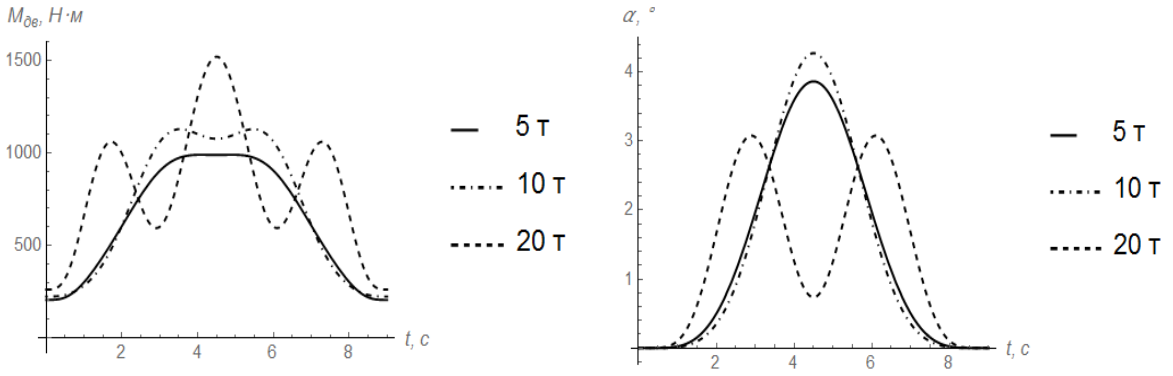


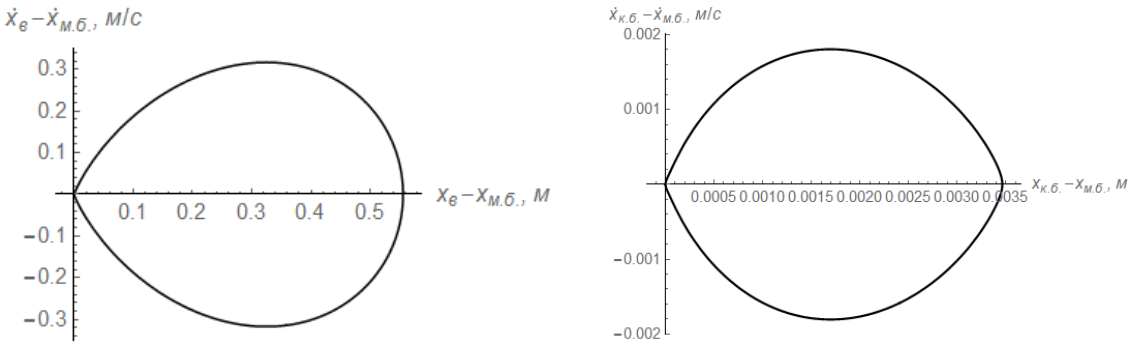
Рисунок 6.27 – Перехідний процес пуску механізму переміщення крана: а) швидкість зведеної маси привода; б) зведене зусилля в мостовій балці крана; а) зведене зусилля в кінцевих балках крана; б) рушійне зусилля



а б

Рисунок 6.28 – Перехідний процес пуску механізму переміщення крана: а) момент приводного механізму переміщення крана; б) кут відхилення вантажного канату від вертикалі

При збільшені маси вантажу, збільшуються зусилля в мостовій (рис. 6.27 б) та кінцевих балках карна (рис. 6.27 в), рушійне зусилля (рис. 6.27 г) та приводний момент механізму переміщення крана (рис. 6.28 а). Максимальне значення відхилення вантажного канату від вертикалі при переміщені вантажу краном масою 10 тон, а мінімальне при переміщені вантажу 20 тон (рис. 6.28 б). Слід відмітити, що маса вантажу майже не впливає на швидкість зведеної маси привода. Побудуємо фазові портрети коливань зведеної маси вантажу відносно зведеної маси мостової балки крана з візком (рис. 6.29 а), зведеної маси мостової балки відносно зведеної маси кінцевих балок (рис. 6.29 б) та зведеної маси вантажу відносно зведеної маси мостової балки крана (рис. 6.30).



а б

Рисунок 6.29 – Фазові портрети коливань: а) вантажу; б) мостової балки

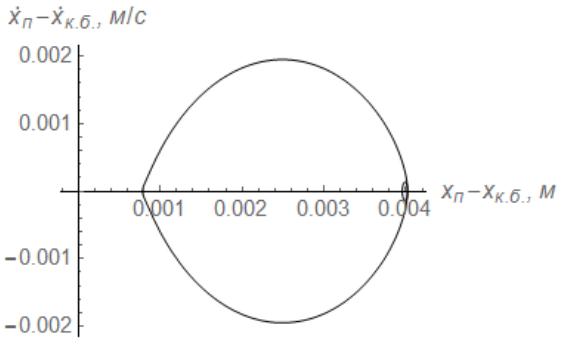


Рисунок 6.30 – Фазовий портрети коливань кінцевих балок

Максимальне відхилення вантажного канату від вертикалі становить 0,56 метра (рис. 6.29 а) максимальний прогин мостової балки крана становить 0,0035 метра (рис. 6.29 б) і кінцевих балок - 0,0032 метра (рис. 6.30).

Отриманні розрахункові середньоквадратичні та максимальні значення основних динамічних характеристик під час перехідного процесу пуску оптимального режиму керування занесемо у таблицю, яка наведена у додатку Е. Аналогічно розв'язані задачі за критерієм середньоквадратичного значення зусилля, що діє на вантаж з ваговими коефіцієнтами $\delta_1 = 0,$ $\delta_2 = 0.99999,$ $\delta_3 = 0,$ $\delta_4 = 0{,}00001$ та середньоквадратичним значенням зусилля, що діє в кінцевих балках крана $\delta_1 = 0,$ $\delta_2 = 0.99999,$ $\delta_3 = 0,$ $\delta_4 = 0{,}00001$, які наведені у додатку Ж.

6.4. Аналіз результатів розв'язку оптимізаційних задач

Для порівняння теоретичних досліджень на три- та чотиримасових динамічних моделях крана при оптимальному керуванні електроприводом механізму переміщення крана під час перехідного процесу пуску за різними оптимізаційними критеріями, оцінимо режими руху за максимальними та середньоквадратичними значеннями досліджуваних характеристик при переміщенні вантажу масою 20 тон, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 7 метрів.

Побудуємо графічні залежності для тримасової динамічної моделі, що відображають зусилля в мостовій балці крана (рис. 6.31), рушійне зусилля (рис. 6.32), момент приводного механізму переміщення крана (рис. 6.33) та кут відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. 6.34). Для аналізу оптимального керування за різними критеріями розраховані середньоквадратичні та максимальні значення цих характеристик і занесені у таблицю 6.1.

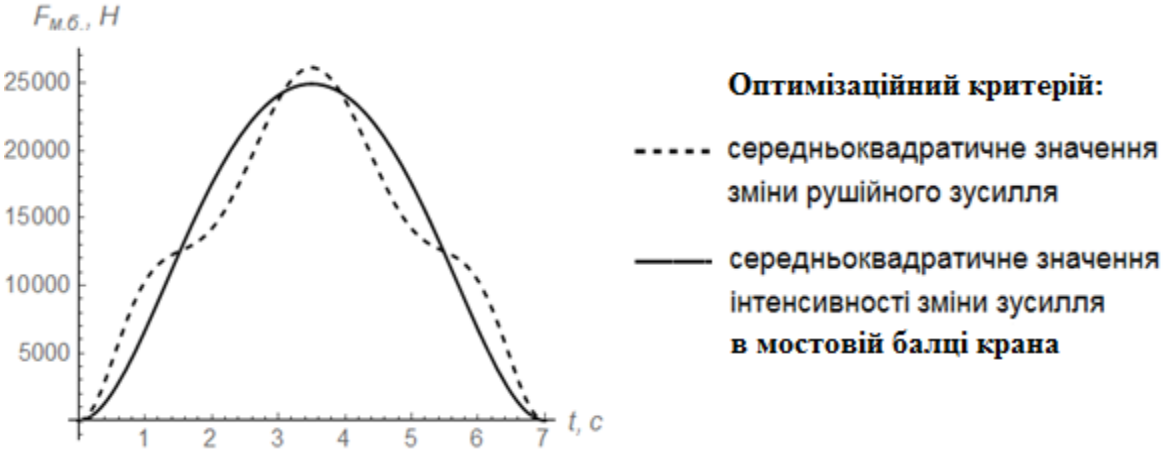


Рисунок 6.31 – Зведене зусилля, що діє в мостовій балці крана під час перехідного процесу пуску механізму переміщення крана при оптимальному керуванні за різними критеріями

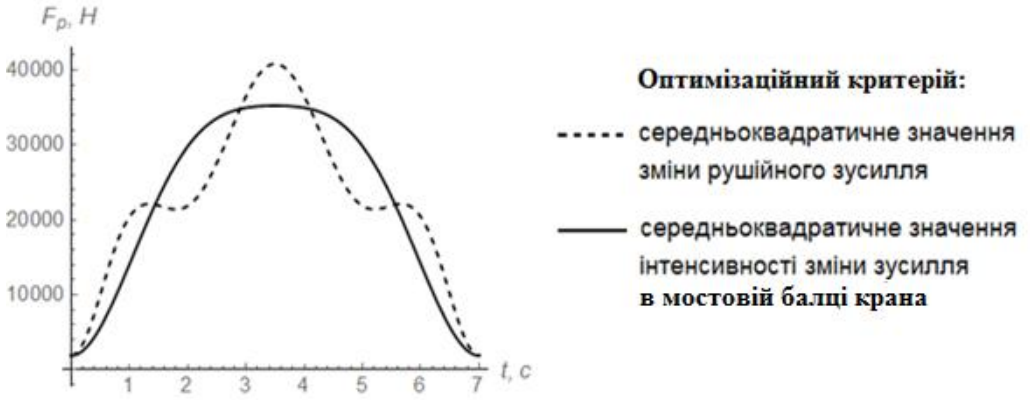


Рисунок 6.32. – Зведене рушійне зусилля під час перехідного процесу пуску механізму переміщення крана при оптимальному керуванні за різними критеріями

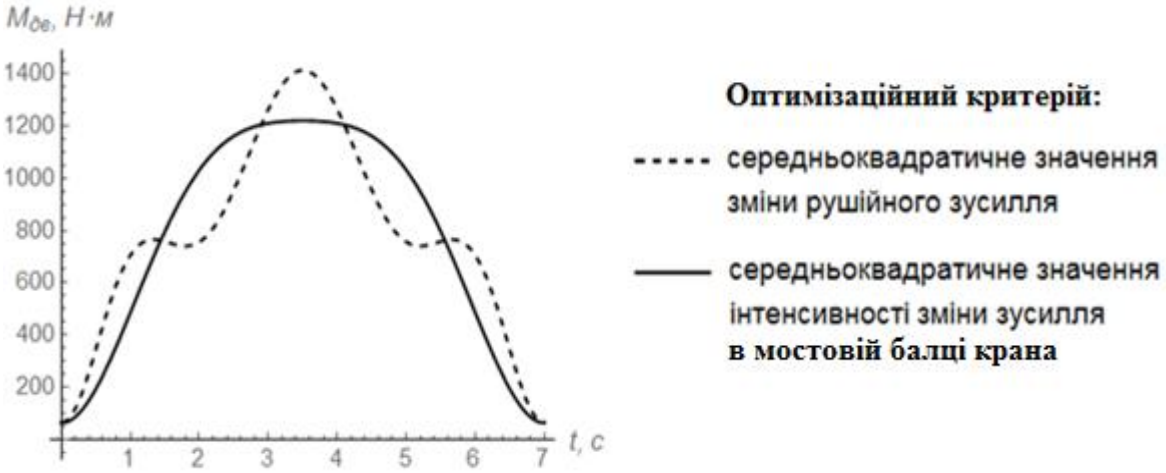


Рисунок 6.33 – Зведений привідний момент механізму переміщення крана під час перехідного процесу пуску при оптимальному керуванні за різними критеріями

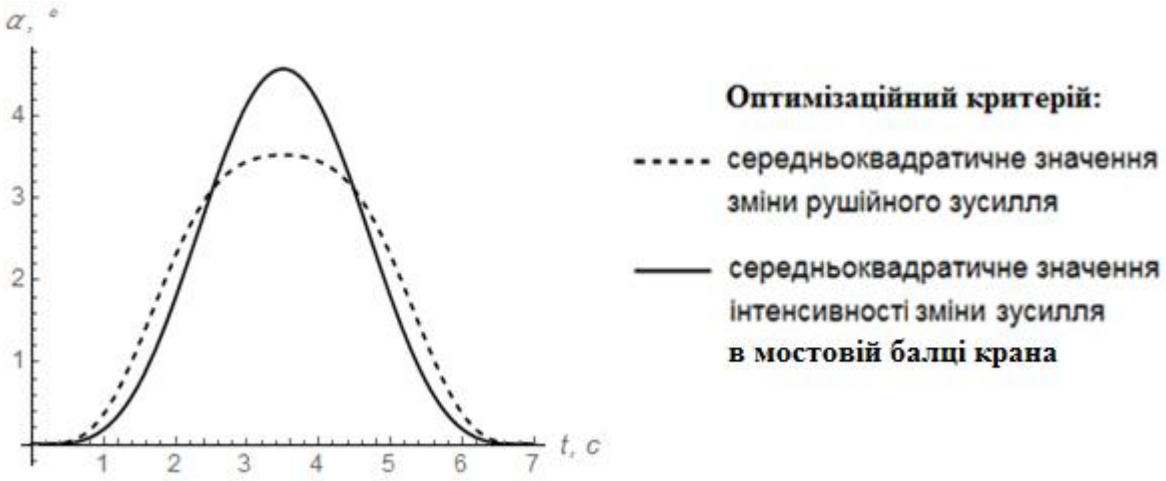


Рисунок 6.34 – Кут відхилення вантажного канату від вертикалі під час перехідного процесу пуску механізму переміщення крана при оптимальному керуванні за різними критеріями

Оптимізація перехідного процесу пуску механізму переміщення крана за всіма обраними критеріями зводить до мінімуму зусилля в мостовій балці крана (рис. 6.31), рушійне зусилля (рис. 6.32), момент приводного механізму переміщення крана (рис. 6.33) та кут відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. 6.34). З таблиці 6.1 видно, що при оптимізації режиму пуску за критерієм середньоквадратичного значення інтенсивності зміни зусилля

пікові значення мінімальні. При такому керуванні середньоквадратичні значення зусилля в мостовій балці крана становить 16313 Н, рушійного зусилля – 25671 Н, та приводного моменту механізму переміщення крана – 889 Н·м. При оптимізації перехідного процесу пуску за критерієм середньоквадратичного значення інтенсивності зміни зусилля в мостовій балці крана зменшуються максимальні значення досліджуваних параметрів в порівнянні з оптимізацією за середньоквадратичним значенням рушійного зусилля. Максимальне значення зусилля в мостовій балці крана становить 24924 Н, рушійне зусилля – 35222 Н, приводний момент механізму переміщення – 1219 Н·м. При такому керуванні у порівнянні з ручним, зусилля в мостові балці зменшується у 1,26 рази, а момент двигуна – в 1,05 рази. Якщо розглянути середньоквадратичні значення досліджуваних параметрів, то вони менші при оптимізації перехідного процесу пуску за критерієм середньоквадратичного значення рушійного зусилля.

При оптимізації перехідного процесу пуску за критерієм середньоквадратичного значення інтенсивності зміни зусилля, динамічні характеристики крана змінюються плавніше ніж при оптимізації за середньоквадратичним значення рушійного зусилля. Отримані данні дають змогу стверджувати, що для зменшення динамічних навантажень на металоконструкцію крана (для тримасової динамічної моделі) при оптимізації перехідного процесу пуску механізму переміщення крана, доцільно використовувати синтезований законом руху для зведеної маси кінцевих балок з приводом при оптимізації за середньоквадратичним значенням інтенсивності зміни зусилля.

Розглянемо оптимізацію за допомогою чотиримасової динамічної моделі, за комплексним критерієм, в який входять три складових: середньоквадратичні значення сили інерції, що діє на масу вантажу, сили, що діє в мостовій балці крана та зусилля, що виникає в кінцевих балках крана та четверта складова, яка дає можливість штучно підняти порядок рівняння до восьмого.

Таблиця 6.1

Розрахункові значення динамічних параметрів під час переміщення крана при розв'язку оптимізаційних задач для тримасової моделі

Параметр		Оптимізаційний критерій	
		Середньоквадратичне значення інтенсивності зміни зусилля в мостовій балці крана	Середньоквадратичне значення рушійного зусилля
Середньоквадратичні значення	Зусилля в мостовій балці крана, Н	16313	15718
	Рушійне зусилля, Н	25671	25057
	Приводний момент двигунів, Н·м	889	867
	Кут відхилення вантажу від вертикалі, °	1,7	1,3
Максимальні значення	Зусилля в мостовій балці крана, Н	24924	26130
	Рушійне зусилля, Н	35222	40802
	Приводний момент двигунів, Н·м	1219	1412
	Кут відхилення вантажу від вертикалі, °	4,6	3,5

Щоб додаткова складова не впливала на результат розв'язку оптимізаційної задачі ваговий коефіцієнт перед нею приймається значно меншим в порівнянні з іншими складовими. Всі складові, що входять до

критерію приведені до безрозмірної величини. Для проведення оптимізації перехідного процесу пуску крана за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в мостовій балці вагові коефіцієнти перед складовими зусилля в кінцевій балці та зусилля, що діє на вантаж приймали значення нульові значення і не впливали на розв'язок задачі, а вагові коефіцієнти мали вигляд : $\delta_1 = 0.99999,\ \delta_2 = 0,\quad \delta_3 = 0,\quad \delta_4 = 0{,}00001$. Аналогічно розв'язувались задачі при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в кінцевих балках та за критерієм середньоквадратичного значення зусилля, що діє на вантаж.

Для порівняння результатів при оптимізації перехідного процесу пуску механізму переміщення крана за різними критеріями побудуємо графічні залежності, що відображають зусилля в мостовій балці (рис. 6.35) та кінцевих балках крана (рис. 6.36), рушійне зусилля (6.37), момент приводного механізму переміщення крана (6.38) та кут відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. 6.39) при переміщені вантажу масою 20 тон, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 7 метрів. Теоретично розраховані максимальні та середньоквадратичні значення занесемо у таблицю 6.2.

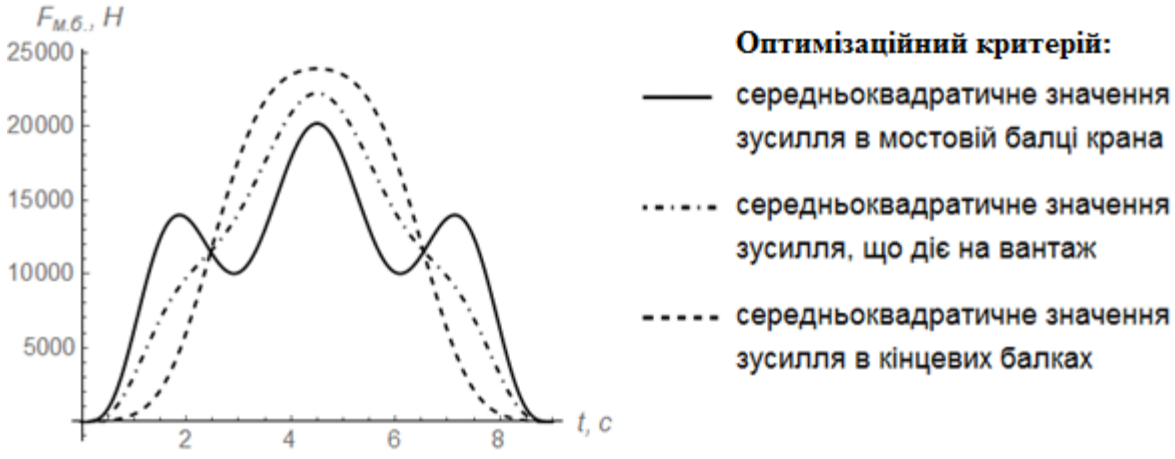


Рисунок 6.35 – Зведене зусилля, що діє в мостовій балці крана під час перехідного процесу пуску механізму переміщення крана при оптимізації за допомогою чотиримасової моделі крана за різними критеріями

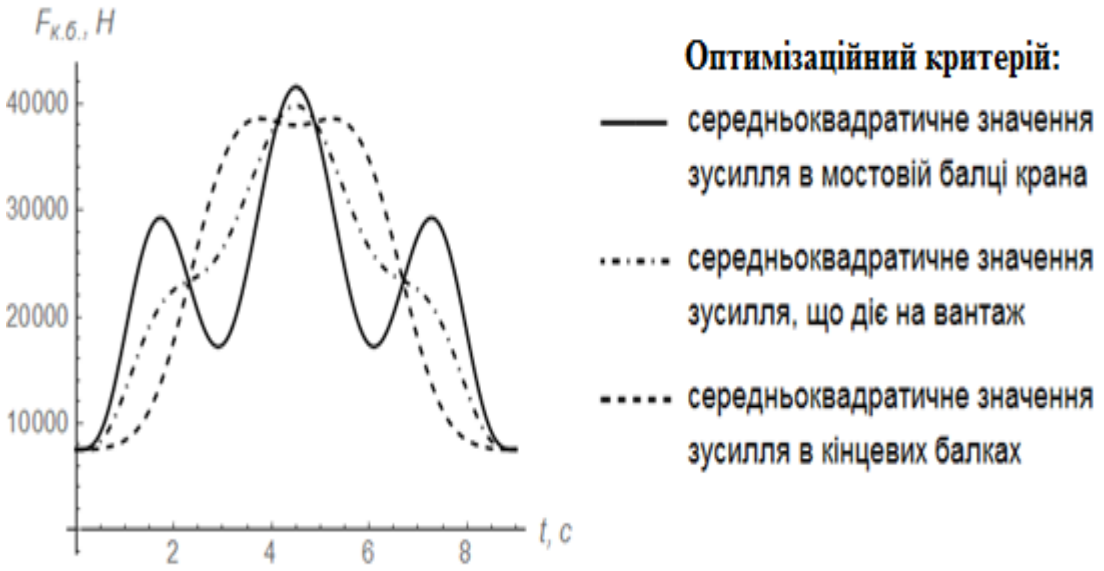


Рисунок 6.36 – Зведене зусилля, що діє в кінцевих балках крана під час перехідного процесу пуску механізму переміщення крана при оптимізації за допомогою чотиримасової моделі крана за різними критеріями

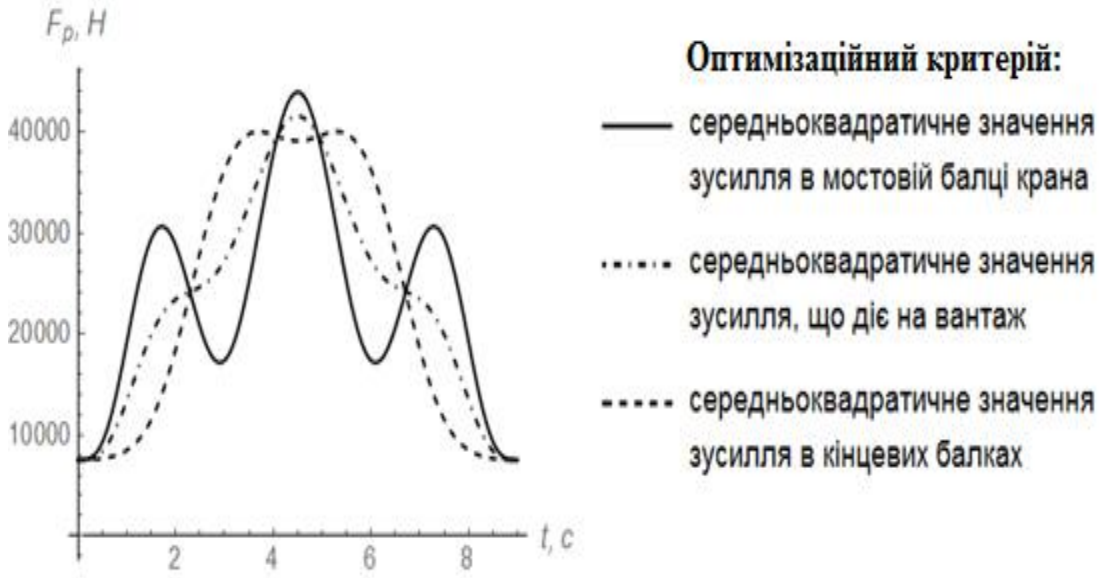


Рисунок 6.37 – Рушійне зусилля під час перехідного процесу пуску механізму переміщення крана при оптимізації за допомогою чотиримасової моделі крана за різними критеріями

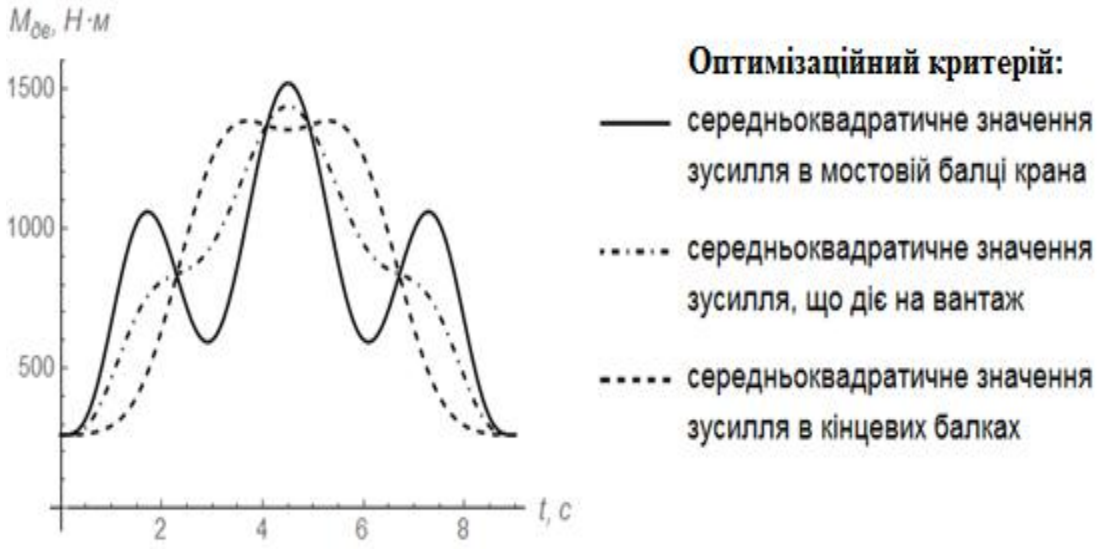


Рисунок 6.38 – Момент приводного механізму переміщення крана під час перехідного процесу пуску для чотиримасовії моделі при оптимізації за різними критеріями

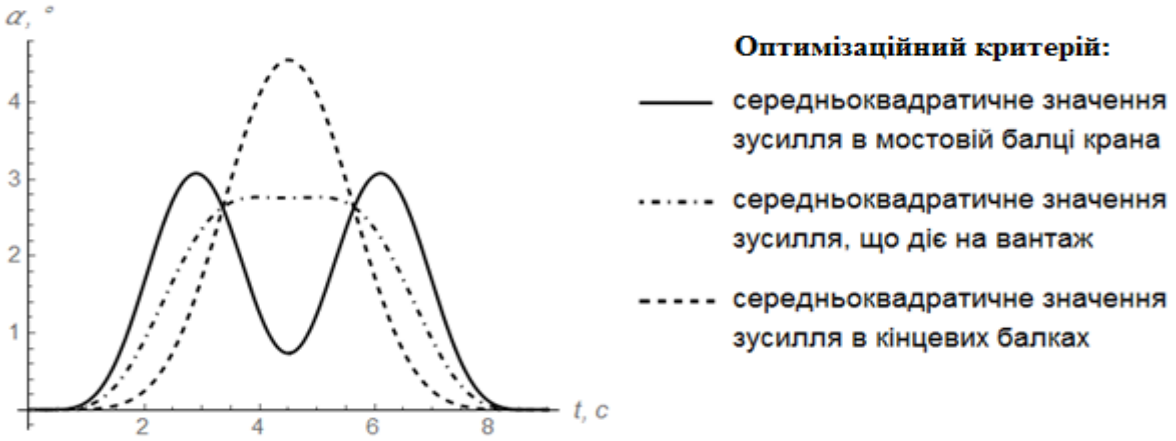


Рисунок 6.39 – Відхилення вантажного канату від вертикалі під час перехідного процесу пуску механізму переміщення крана для чотиримасової моделі крана при оптимізації за різними критеріями

Зусилля в мостовій і кінцевих балках крана аналогічно, як і для тримасової моделі, плавно наростає при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в кінцевих балках крана. Слід відмітити, що після закінчення перехідного процесу пуску зусилля, в мостовій балці крана та коливання вантажу відсутні, що є актуальним при дослідженнях переміщення крана на усталеній швидкості.

З таблиці 6.2 видно, що середньоквадратичні значення досліджуваних характеристик мінімальні при оптимізації режиму пуску механізму переміщення крана за критерієм середньоквадратичного значення зусилля, що виникає в мостовій балці.

Таблиця 6.2

Розрахункові значення зведених зусиль, що виникають у мостовій балці крана та пружній муфті привода механізму переміщення при розв'язку оптимізаційних задач

Параметр		Оптимізаційний критерій		
		Середньоквадратичне значення в мостовій балці	значення зусилля, що діє на вантаж	Середньоквадратичне значення в кінцевих балках крана
Середньоквадратичні значення	Зусилля в мостовій балці крана, Н	12043	12831	14178
	Зусилля в кінцевих балках крана, Н	24674	24951	26216
	Рушійне зусилля, Н	25666	25880	27209
	Приводний момент двигунів, Н·м	888	896	941
	Кут відхилення вантажного канату, °	1,744	1,766	2,102
Максимальні значення	Зусилля в мостовій балці крана, Н	20181	22238	23897
	Зусилля в кінцевих балках крана, Н	41573	39827	38606
	Рушійне зусилля, Н	43922	41538	40027
	Приводний момент двигунів, Н·м	1520	1438	1385
	Кут відхилення вантажного канату, °	3,077	2,768	4,554

Зусилля в мостовій балці крана становить 12043 Н, зусилля в кінцевих балках крана 24647 Н, рушійне зусилля 25666 Н, приводний момент механізму переміщення 888 Н·м та кут відхилення вантажного канату від вертикалі 1,7°. Таке керування також забезпечує зменшення пікових динамічних навантажень в мостовій балці крана в 2,96 разів, яке становить 20181 Н. Для зменшення зусилля в кінцевих балках, рушійного зусилля та приводного моменту механізму переміщення крана слід використовувати керування отримане в результаті розв’язку оптимізаційної задачі за середньоквадратичним значенням зусилля в кінцевих балках, значення цих параметрів становлять 38606 Н, 40027 Н, 1385 Н·м відповідно. Максимальне значення зусилля в кінцевих балках крана зменшується в 9,25 разів в порівнянні з ручним керуванням. Для зменшення максимального відхилення вантажного канату від вертикалі найкращий ефект досягається при оптимізації перехідного процесу пуску за критерієм середньоквадратичного значення зусилля, що діє на вантаж.

Висновки до шостого розділу

1. Проаналізовані та обґрунтовані оптимізаційні критерії, при яких можливо вирішити задачу зменшення динамічних навантажень в приводному механізмі та металоконструкціях під час перехідного процесу пуску механізму переміщення крана.
2. Визначено, що для реалізації оптимального керування, критерії для тримасової динамічної моделі крана мають бути шостого порядку, а для чотиримасової - восьмого.
3. Проведена оптимізація перехідного процесу пуску механізму переміщення крану для тримасової моделі, яка враховує вантаж закріплений на гнучкому підвісі. Порівнявши отримані теоретичні данні стало відомо, що зусилля, які виникають у мостовій балці крана зводяться до мінімуму при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення інтенсивності зміни зусилля. Також таке керування забезпечує плавніше наростання досліджуваних характеристик у порівнянні з оптимізацією перехідного процесу пуску за критерієм середньоквадратичного значення рушійного зусилля.
4. Проведена оптимізація за комплексним критерієм перехідного процесу пуску для чотиримасової динамічної моделі крана, яка враховує зусилля в кінцевих балках крана. Найкращий результат отриманий при оптимізації за критерієм середньоквадратичного значення зусилля в кінцевих балках крана. Таке керування забезпечує плавне наростання досліджуваних характеристик крана.
5. В результаті розв’язку крайових задач аналітичним методом отримані загальні розв’язки, які описують переміщення крана. Їх доцільно використати при розрахунку масивів швидкостей для привода механізму переміщення крану, що дасть змогу зменшити динамічні навантаження в металоконструкції крана та приводі. Задачі які не

вдалося розв’язати аналітично використовувався чисельний метод розв’язку.

6. В результаті дослідження впливу часу перехідного процесу пуску крана було виявлено, що при збільшені часу розгону крана, середньоквадратичні значення динамічних навантажень на металоконструкцію та привід механізму переміщення крана зменшуються.

РОЗДІЛ 7
ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

7.1. Програма експериментальних досліджень

Практична реалізація оптимальних законів підйому та опускання вантажу пов’язана з керування електродвигуном механізму підйому вантажу. Цей процес виконується за допомогою частотного перетворювача. Виникає необхідність оцінки впливу частотного керування електроприводу механізму підйому вантажу при реалізації оптимальних законів руху системи на динаміку руху системи. Отже, проведення експериментальних досліджень при навантажувально-розвантажувальних процесах на транспортних засобах має метою встановлення ефективності практичного використання оптимального керування руху електроприводу механізму підйому вантажу при виконанні навантажувально-розвантажувальних процесів.

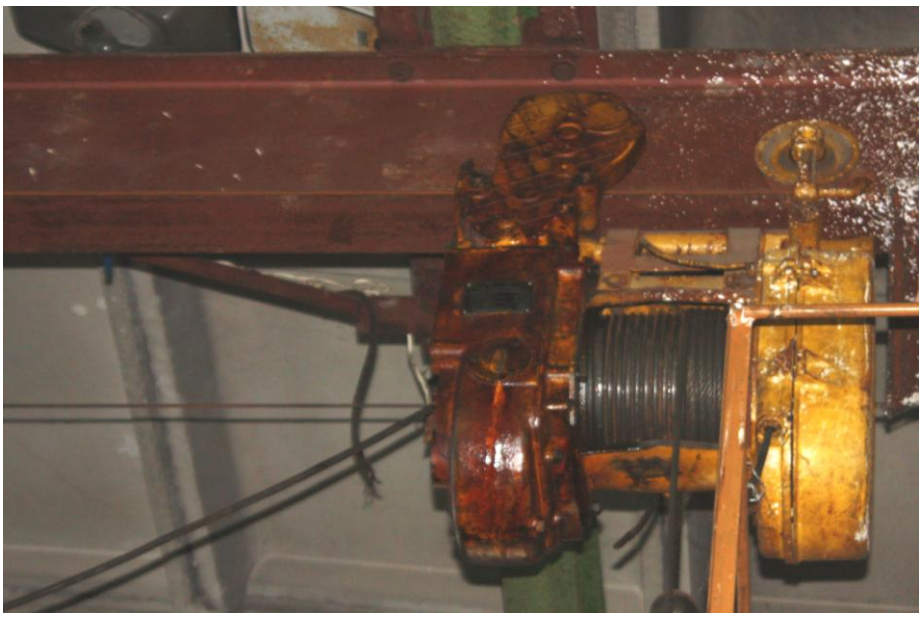
Наведемо програму експериментальних досліджень:

- вибір машин та обладнання (транспортний засіб, мостовий кран, вантаж) для проведення експериментальних досліджень, тобто формування об’єкту експериментальних досліджень;
- розробка електричної схеми керування двигуном механізму підйому вантажу мостового крана, вибір та монтаж електричного обладнання у шафу керування електричним двигуном механізму підйому вантажу;
- вибір датчиків та системи збору даних для фіксації основних показників при реалізації оптимального керування режимами підйому/опускання вантажів та при некерованому режимі роботи механізму (прямий пуск двигуна);
- розробка комп’ютерної програми для керування частотним перетворювачем електроприводу механізма підйому вантажу;

– вибір методики обробки та статистичного аналізу експериментальних даних;
– безпосереднє проведення експериментальних досліджень при некерованому режимі руху механізму підйому вантажу та при оптимальному керуванні, яке реалізоване за допомогою частотного керування електродвигуном механізму підйому вантажу.

7.2. Опис об’єкту експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження були проведені у ремонтній майстерні Відокремленого підрозділу Національного університету біоресурсів і природокористування України „Агрономічна дослідна станція”. Об’єкт експериментальних досліджень являє собою мостовий кран, який виконує опускання та підйом вантажу на кузов автомобіля ГАЗ-53 (рис. 7.1). Даний кран використовується для ремонту та проведення технічного обслуговування сільськогосподарської техніки. Мостовий кран рухається по двом двотавровим балкам, які з’єднані з несучими конструкціями будівлі. Живлення електроприводу механізму підйому вантажу виконується від промислової мережі напругою 380 В.



а)

б)

Рисунок 7.1 – Зовнішній вигляд об’єкту експериментальних досліджень: а) механізм підйому вантажу мостового крана; б) транспортний засіб ГАЗ-53, на який виконувалось опускання вантажу

Наведемо основні технічні характеристики мостового крана, який використано при проведенні експериментів (таблиця 7.1) [179].

Таблиця 7.1 – Параметри мостового крана

Найменування показника	Позначення і технічна характеристика
1	2
Двотаврова балка	30М
Прольот крана, м	10
Висота підйому вантажу, м	6
Вантажопідйомність крана, кг	3200
Діаметр вантажного канату, мм	13
Кратність поліспасту	2

Продовження таблиці 7.1

1	2
Швидкість підйому вантажу, м/хв	8
Режим роботи механізму підйому вантажу	Середній, ПВ 25%
Електродвигун механізму підйому вантажу: - марка - потужність, кВт - швидкість обертання, об/хв	 4АВС132А4Э 5 1390
Передаточне число редуктора	73,4
Маса кранового візка, кг	450

Основні технічні характеристики використаного у експериментальних дослідженнях транспортного засобу ГАЗ-53, які впливають на динаміку посадки та підйому вантажу, приведені у таблиці 7.2 [180].

Таблиця 7.2 – Параметри транспортного засобу ГАЗ-53

Найменування показника	Позначення і технічна характеристика
Маса автомобіля в спорядженому стані, кг	3200
Вантажопідйомність, кг	4500
Габаритні розміри автомобіля, мм: - довжина - ширина - висота (по кабіні без навантаження)	 6395 2380 2220
Розміри платформи внутрішні, мм: - довжина - ширина - висота бортів	 3740 2170 610
Платформа	дерев’яна з металевим каркасом

Підвіска транспортного засобу ГАЗ-53 складається з двох повздовжніх напівеліптичних ресор, а кріплення всіх ресор до рами виконано на гумових подушках.

Прогини всіх ресор обмежують гумові буфери. Крім того, передня підвіска додатково обладнана гідравлічними амортизаторами, а задня – підресорниками [180].

7.2. Фізичне моделювання навантажувально-розвантажувальних операцій на транспортних засобах

У другому та третьому розділах даної роботи проведено динамічний аналіз та оптимізація режимів руху мостового крана вантажопідйомністю 20 тон при виконанні навантажувально-розвантажувальних операцій на причеп МАЗ-938662.

Експериментальні дослідження проведені для кран-балки вантажопідйомністю 3,2 тони при виконанні навантажувально-розвантажувальних операцій на транспортний засіб ГАЗ-53. Для того, щоб інтерпретувати отримані експериментальні дані для обраного у розрахунках крана та основи, на яку виконується опускання вантажу необхідно використати теорію подібності [181], яка ґрунтується на подібності фізичних процесів, які проходять у об’єкті експериментальних досліджень та мостовому крані, який вибраний для розрахунків.

Використовуючи теорему подібності, запишемо умови подібності для механізму підйому вантажу та транспортного засобу. Нагадаємо, що рух зосереджених мас досліджуваної системи описується системою диференціальних рівнянь (3.6).

Параметри натурної машини виражені через відповідні параметри її фізичної моделі (об’єкта експериментальних досліджень) і коефіцієнти подібності, записуються у такому вигляді [182]:

$$
\begin{cases}
m_п^H = \nu_{m_п} m_п^M; \\
m_м^H = \nu_{m_м} m_м^M; \\
m_в^H = \nu_{m_в} m_в^M; \\
m_{тз}^H = \nu_{m_{тз}} m_{тз}^M; \\
c_к^H = \nu_{c_к} c_к^M; \\
c_м^H = \nu_{c_м} c_м^M; \\
c_{тз}^H = \nu_{c_{тз}} c_{тз}^M; \\
F_п^H = \nu_{F_п} F_п^M; \\
W^H = \nu_W W^M; \\
t^H = \nu_t t^M; \\
x_п^H = \nu_{x_п} x_п^M; \\
x_м^H = \nu_{x_м} x_м^M; \\
x_в^H = \nu_{x_в} x_в^M; \\
x_{тз}^H = \nu_{x_{тз}} x_{тз}^M,
\end{cases}
\tag{7.1}
$$

де $m_п^H$, $m_м^H$, $m_в^H$, $m_{тз}^H$, $c_к^H$, $c_м^H$, $c_{тз}^H$, $F_п^H$, W^H, t^H, $x_п^H$, $x_м^H$, $x_в^H$, $x_{тз}^H$ – параметри натурного об’єкта досліджень, який використано для розрахунків у другому та третьому розділах роботи;

$m_п^M$, $m_м^M$, $m_в^M$, $m_{тз}^M$, $c_к^M$, $c_м^M$, $c_{тз}^M$, $F_п^M$, W^M, t^M, $x_п^M$, $x_м^M$, $x_в^M$, $x_{тз}^M$ – відповідні їм параметри моделі;

$\nu_{m_п}$, $\nu_{m_м}$, $\nu_{m_в}$, $\nu_{m_{тз}}$, $\nu_{c_к}$, $\nu_{c_м}$, $\nu_{c_{тз}}$, $\nu_{F_п}$, ν_W, ν_t, $\nu_{x_п}$, $\nu_{x_м}$, $\nu_{x_в}$, $\nu_{x_{тз}}$ – коефіцієнти подібності зведених мас приводу, кранового моста, вантажу, транспортного засобу, зведених коефіцієнтів жорсткості каната, кранового моста, транспортного засобу, зведеного приводного зусилля, зведеної сили опору, часу, узагальнених координат приводу, кранового моста, вантажу та транспортного засобу відповідно. У системі рівнянь не враховано дисипативні зусилля, як і для розрахунків, що були проведені у третьому розділі. Крім того, не будемо враховувати положення зведених мас привода, моста і вантажу на початку першого етапу ($x_п(t_1)$, $x_м(t_1)$ $x_в(t_1)$), оскільки вони

призначені для врахування статичних навантажень та умов „зшивки” законів руху окремих зведених мас системи на сусідніх етапах її руху.

Система рівнянь, яка подібна системі рівнянь (3.6) для натурного крана з вантажем та його моделі з урахуванням позначень (7.1), має такий вигляд:

$$\begin{cases} m_n^H \dfrac{d^2 x_n^H}{dt^{H\,2}} + c_к^H (x_n^H + x_м^H - x_в^H) = F^H - W^H; \\ m_n^M \dfrac{d^2 x_n^M}{dt^{M\,2}} + c_к^M (x_n^M + x_м^M - x_в^M) = F^M - W^M; \end{cases} \tag{7.2}$$

$$\begin{cases} m_м^H \dfrac{d^2 x_м^H}{dt^{H\,2}} + c_к^H (x_n^H + x_м^H - x_в^H) + c_м^H x_м^H = 0; \\ m_м^M \dfrac{d^2 x_м^M}{dt^{M\,2}} + c_к^M (x_n^M + x_м^M - x_в^M) + c_м^M x_м^M = 0; \end{cases} \tag{7.3}$$

$$\begin{cases} m_в^H \dfrac{d^2 x_в^H}{dt^{H\,2}} - c_к^H (x_n^H + x_м^H - x_в^H) = 0; \\ m_в^M \dfrac{d^2 x_в^M}{dt^{M\,2}} - c_к^M (x_n^M + x_м^M - x_в^M) = 0; \end{cases} \tag{7.4}$$

$$\begin{cases} m_{тз}^H \dfrac{d^2 x_{тз}^H}{dt^{M\,2}} + c_{тз}^H x_{тз}^H = 0; \\ m_{тз}^M \dfrac{d^2 x_{тз}^M}{dt^{M\,2}} + c_{тз}^M x_{тз}^M = 0. \end{cases} \tag{7.5}$$

Враховуючи подібність моделі та натурного об’єкта, а також початкові умови (3.4), поділимо відповідні доданки рівнянь (7.2-7.5) між собою і запишемо співвідношення:

$$\frac{m_n^H \dfrac{d^2 x_n^H}{dt^{H\,2}}}{m_n^M \dfrac{d^2 x_n^M}{dt^{M\,2}}} = \frac{c_к^H x_n^H}{c_к^M x_n^M} = \frac{c_к^H x_м^H}{c_к^M x_м^M} = \frac{c_к^H x_в^H}{c_к^M x_в^M} = \frac{F^H}{F^M} = \frac{W^H}{W^M}; \tag{7.6}$$

$$\frac{m_м^H \dfrac{d^2 x_м^H}{dt^{H2}}}{m_м^M \dfrac{d^2 x_м^M}{dt^{M2}}} = \frac{c_к^H x_n^H}{c_к^M x_n^M} = \frac{c_к^H x_м^H}{c_к^M x_м^M} = \frac{c_к^H x_в^H}{c_к^M x_в^M} = \frac{c_м^H x_м^H}{c_м^M x_м^M}; \tag{7.7}$$

$$\frac{m_в^H \dfrac{d^2 x_в^H}{dt^{H2}}}{m_в^M \dfrac{d^2 x_в^M}{dt^{M2}}} = \frac{c_к^H x_n^H}{c_к^M x_n^M} = \frac{c_к^H x_м^H}{c_к^M x_м^M} = \frac{c_к^H x_в^H}{c_к^M x_в^M}; \tag{7.8}$$

$$\frac{m_{тз}^H \dfrac{d^2 x_{тз}^H}{dt^{H2}}}{m_{тз}^M \dfrac{d^2 x_{тз}^M}{dt^{M2}}} = \frac{c_{тз}^H x_{тз}^H}{c_{тз}^M x_{тз}^M}. \tag{7.9}$$

Використавши залежності (7.1), перепишемо рівняння (7.6)-(7.9) у такому вигляді:

$$\frac{v_{m_n} m_n^M \dfrac{d^2 v_{x_n} x_n^M}{d\left(v_t t^M\right)^2}}{m_n^M \dfrac{d^2 x_n^M}{dt^{M2}}} = \frac{v_{c_к} c_к^M v_{x_n} x_n^M}{c_к^M x_n^M} = \frac{v_{c_к} c_к^M v_{x_м} x_м^M}{c_к^M x_м^M} = \frac{v_{c_к} c_к^M v_{x_в} x_в^M}{c_к^M x_в^M} =$$
$$= \frac{v_{F_n} F_n^M}{F^M} = \frac{v_W W^M}{W^M}; \tag{7.10}$$

$$\frac{v_{m_м} m_м^M \dfrac{d^2 v_{x_м} x_м^M}{d\left(v_t t^M\right)^2}}{m_м^M \dfrac{d^2 x_м^M}{dt^{M2}}} = \frac{v_{c_к} c_к^M v_{x_n} x_n^M}{c_к^M x_n^M} = \frac{v_{c_к} c_к^M v_{x_м} x_м^M}{c_к^M x_м^M} = \frac{v_{c_к} c_к^M v_{x_в} x_в^M}{c_к^M x_в^M} =$$
$$= \frac{v_{c_м} c_м^M v_{x_м} x_м^M}{c_м^M x_м^M}; \tag{7.11}$$

$$\frac{v_{m_в} m_в^M \dfrac{d^2 v_{x_в} x_в^M}{d\left(v_t t^M\right)^2}}{m_в^M \dfrac{d^2 x_в^M}{dt^{M2}}} = \frac{v_{c_к} c_к^M v_{x_n} x_n^M}{c_к^M x_n^M} = \frac{v_{c_к} c_к^M v_{x_м} x_м^M}{c_к^M x_м^M} = \frac{v_{c_к} c_к^M v_{x_в} x_в^M}{c_к^M x_в^M}; \tag{7.12}$$

$$\frac{v_{m_{mз}} m_{mз}^{M} \dfrac{d^2 v_{x_{mз}} x_{mз}^{M}}{d\left(v_t t^{M}\right)^2}}{m_{mз}^{M} \dfrac{d^2 x_{mз}^{M}}{dt^{M\,2}}} = \frac{v_{c_{mз}} c_{mз}^{M} v_{x_{mз}} x_{mз}^{M}}{c_{mз}^{M} x_{mз}^{M}}. \tag{7.13}$$

Символи диференціювання не мають розмірності. Це означає, що для подальших розрахунків їх можна не враховувати. Скоротивши вирази (7.10-7.13) отримаємо наступні співвідношення:

$$v_{m_n} \frac{v_{x_n}}{v_t^2} = v_{c_к} v_{x_n} = v_{c_к} v_{x_м} = v_{c_к} v_{x_в} = v_{F_n} = v_W; \tag{7.14}$$

$$v_{m_м} \frac{v_{x_м}}{v_t^2} = v_{c_к} v_{x_n} = v_{c_к} v_{x_м} = v_{c_к} v_{x_в} = v_{c_м} v_{x_м}; \tag{7.15}$$

$$v_{m_в} \frac{v_{x_в}}{v_t^2} = v_{c_к} v_{x_n} = v_{c_к} v_{x_м} = v_{c_к} v_{x_в}; \tag{7.16}$$

$$v_{m_{mз}} \frac{v_{x_{mз}}}{v_t^2} = v_{c_{mз}} v_{x_{mз}}. \tag{7.17}$$

З виразів (7.14-7.17) випливає:

$$v_{x_n} = v_{x_м} = v_{x_в} = v_x; \tag{7.18}$$

$$v_{c_к} = v_{c_м} = v_c; \tag{7.19}$$

$$v_{F_n} = v_W = v_F = v_c v_x; \tag{7.20}$$

$$v_{m_n} = v_{m_м} = v_{m_в} = v_m; \tag{7.21}$$

$$v_t = \sqrt{\frac{v_m}{v_c}}; \tag{7.22}$$

$$\frac{v_{m_{mз}}}{v_{c_{mз}}} = \frac{v_m}{v_c}, \tag{7.23}$$

де ν_x, ν_c, ν_m – коефіцієнти подібності за положенням, жорсткістю та масами всіх елементів системи.

Знайдемо коефіцієнт подібності за масами (7.21): $\nu_m = \frac{m_м^H}{m_м^M} = \frac{19300}{700} = 27{,}6.$ Отже, номінальній масі вантажу 20 тон для натурного крана відповідає маса вантажу фізичної моделі $m_в^M = \frac{20000}{27{,}6} = 724$ кг.

Розрахуємо коефіцієнт подібності за жорсткістю. Для цього необхідно визначити жорсткість канату моделі. Для гнучкого підвісу вантажу з канатом діаметром 13 мм та подвійною кратністю поліспаста зведений коефіцієнт жорсткості становить $5{,}969 \cdot 10^6$ Н/м. Отже, коефіцієнт подібності за жорсткістю рівний: $\nu_c = \frac{c_к^H}{c_к^M} = \frac{15{,}452 \cdot 10^6}{5{,}969 \cdot 10^6} = 1{,}9.$ Знаючи коефіцієнти ν_m та ν_c, можемо знайти коефіцієнт подібності за часом: $\nu_t = \sqrt{\frac{\nu_m}{\nu_c}} = \sqrt{\frac{27{,}6}{1{,}9}} = 3{,}2$.

Розрахуємо коефіцієнт подібності лінійної швидкості підйому вантажу: $\nu_{\dot{x}} = \frac{\dot{x}_в^H}{\dot{x}_в^M} = \frac{0{,}25}{0{,}13} = 1{,}9$.

Використовуючи вираз $\nu_{\dot{x}} = \frac{\nu_x}{\nu_t}$, запишемо: $\nu_x = \nu_{\dot{x}} \nu_t = 1{,}9 \cdot 3{,}2 = 6{,}0$. Отже, для підйому вантажу на 8 метрів (висота підйому вантажу натурного крана) у дослідних умовах необхідно підняти вантаж на 1,3 метра.

Використовуючи вираз (7.20), отримаємо: $\nu_F = \nu_c \nu_x = 1{,}9 \cdot 6{,}0 = 11{,}4$.

Коефіцієнт подібності за масами транспортних засобів рівний: $\nu_{m_{тз}} = \frac{7250}{3200} = 2{,}3$. Розрахуємо коефіцієнт жорсткості підвіски транспортного засобу: $\nu_{c_{тз}} = \frac{c_{тз}^H}{c_{тз}^M} = \frac{3{,}055 \cdot 10^6}{3{,}950 \cdot 10^5} = 7{,}7$.

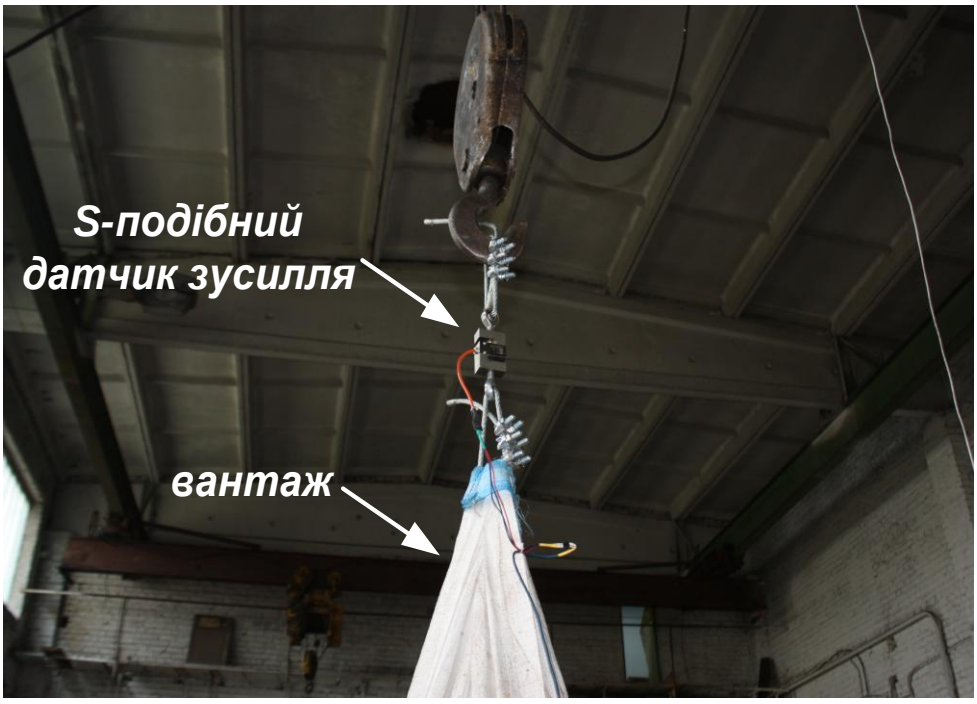
Розраховані у даному пункті значення коефіцієнтів подібності будуть використані для інтерпретації експериментальних даних для динаміки натурного крана.

7.4. Вимірювально-реєструюче обладнання

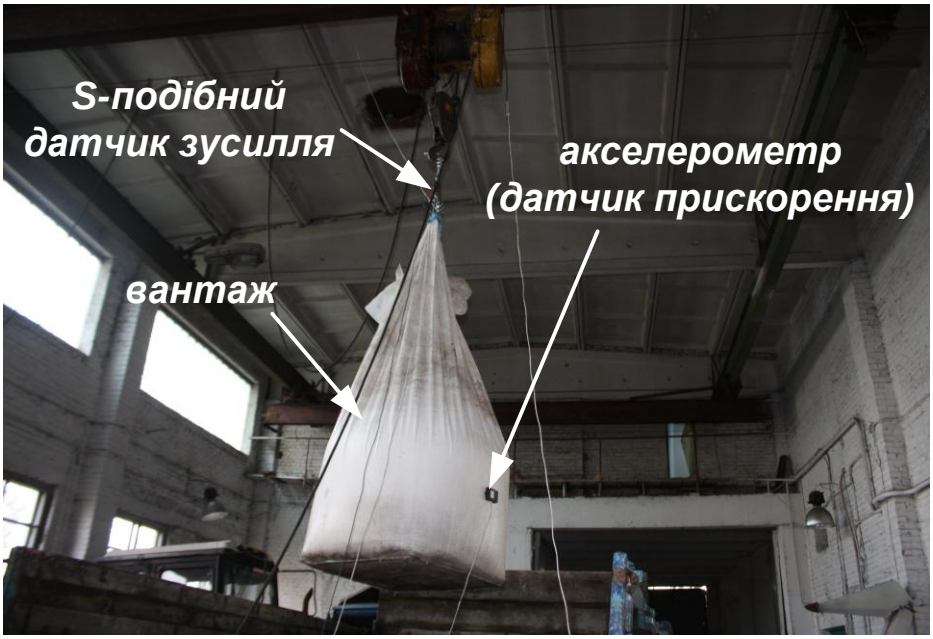
7.4.1. Датчики

При проведенні експериментальних досліджень вимірювались такі параметри: зусилля у канаті, лінійна швидкість набігання або збігання канату з барабану, прискорення вантажу, прискорення кузова транспортного засобу та прискорення моста. Всі прискорення вимірювались у вертикальній осі, яка співпадає з напрямком дії сили тяжіння.

Для вимірювання зусилля натягу канату був використаний тензометричний S-подібний датчик DEF-A фірми Keli, який розрахований на номінальне зусилля 10 кН (рис. 7.2).



а)



б)

Рисунок 7.2 – Зовнішній вигляд датчиків: а) S-подібного тензометра (датчик зусилля), який кріплений на гаку вантажопідйомного крана; б) S-подібного тензометра та акселерометра, який закріплений на вантажі

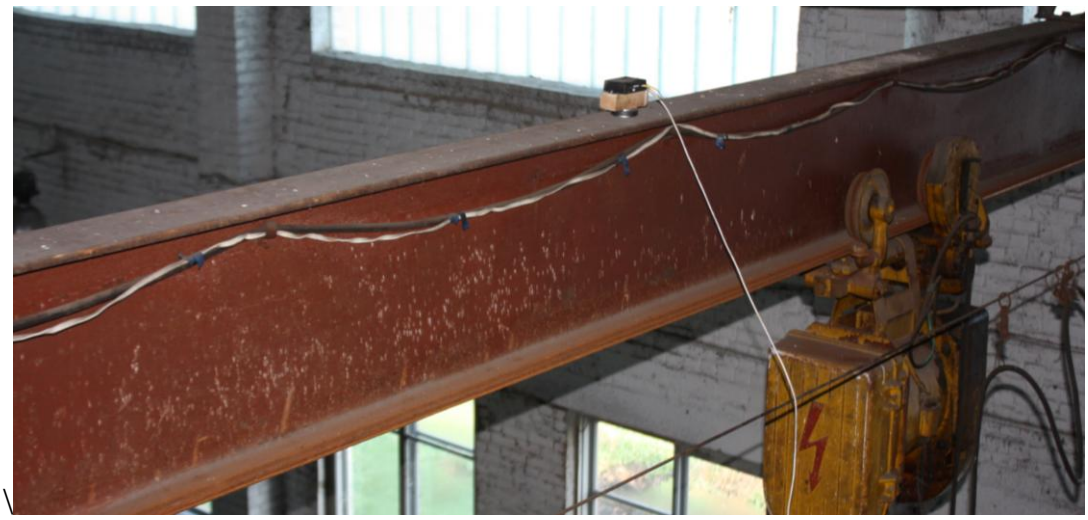
Максимальна абсолютна похибка датчика складає 0,1 кН. Датчик був закріплений на гаку за допомогою сталевих тросів (рис. 7.2). З іншої сторони до нього прикріплювався вантаж.

Для вимірювання лінійної швидкості набігання/збігання канату був використаний лінійний енкодер ENC фірми Autonics. Цей тип енкодера видає один імпульс напруги 10 В при переміщенні його вимірювального колеса на відстань 1 мм. Таким чином, максимальна абсолютна похибка вимірювання відстані складає 1 мм. На рис. 7.3 показано кріплення енкодера до канатного барабану. Як видно з рис. 7.3 вимірювальне колесо знаходиться у кінематичній взаємодії з ребордою канатного барабану. Оскільки реборда має більший діаметр, аніж діаметр канатного барабану, то у алгоритм обробки даних, отриманих з цього датчика, був введений поправочний коефіцієнт, який рівний відношенню діаметрів канатного барабану та його реборди.

Рисунок 7.3 – Зовнішній вигляд закріпленого енкодера ENC, який знаходиться у кінематичній взаємодії з ребордою канатного барабану

Для вимірювання прискорення моста крана, кузова транспортного засобу та вантажу на гнучкому підвісі використані акселерометри (датчики прискорення). Чутливі елементи акселерометрів розроблені фірмою Freescale Semiconductor (марка MMA7260Q). Акселерометри дозволяють вимірювати прискорення у межах від -60 до 60 м/с^2. Максимальна абсолютна похибка вимірювань складає 0,03 м/с^2.

Для закріплення акселерометра, що вимірює прискорення кранового моста, був використаний магніт. Акселерометр був закріплений посередині кранового моста, там де амплітуда коливань найбільша. Акселерометр, за допомогою якого вимірювали прискорення транспортного засобу, був закріплений до його дерев'яного кузова за допомогою шурупів. Місце закріплення акселерометра вибрали посередині платформи. На рис. 7.4 показано, як були закріплені акселерометри.



а)

б)

Рисунок 7.4 – Зовнішній вигляд закріплених акселерометрів: а) посередині кранового моста; б) на кузові транспортного засобу

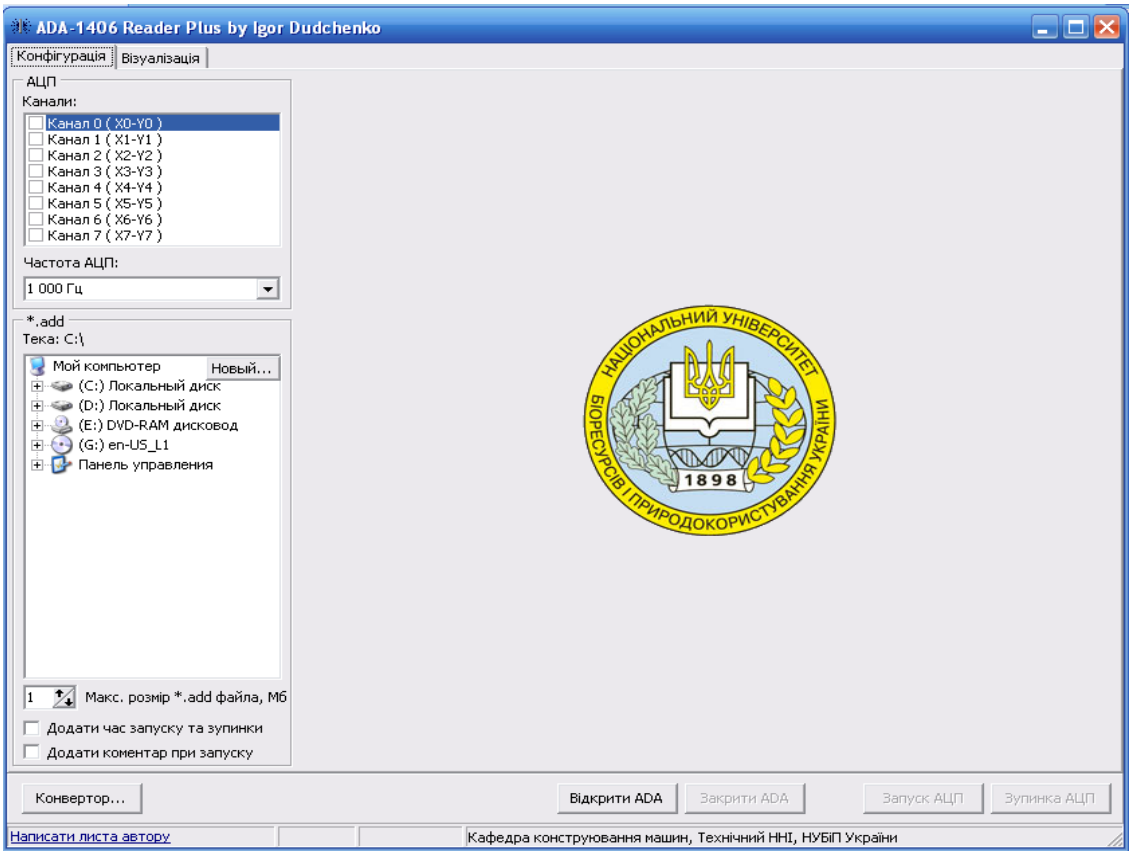
Живлення всіх датчиків виконувалось за допомогою екранованих гнучких мідних проводів. До всіх датчиків були підключені чотирижильні кабелі. По двом жилам виконувалось живлення датчиків, а по іншим двом – знімання корисного сигналу (один провід з опорною напругою, а один – сигнальний).

7.4.2. Аналого-цифровий перетворювач

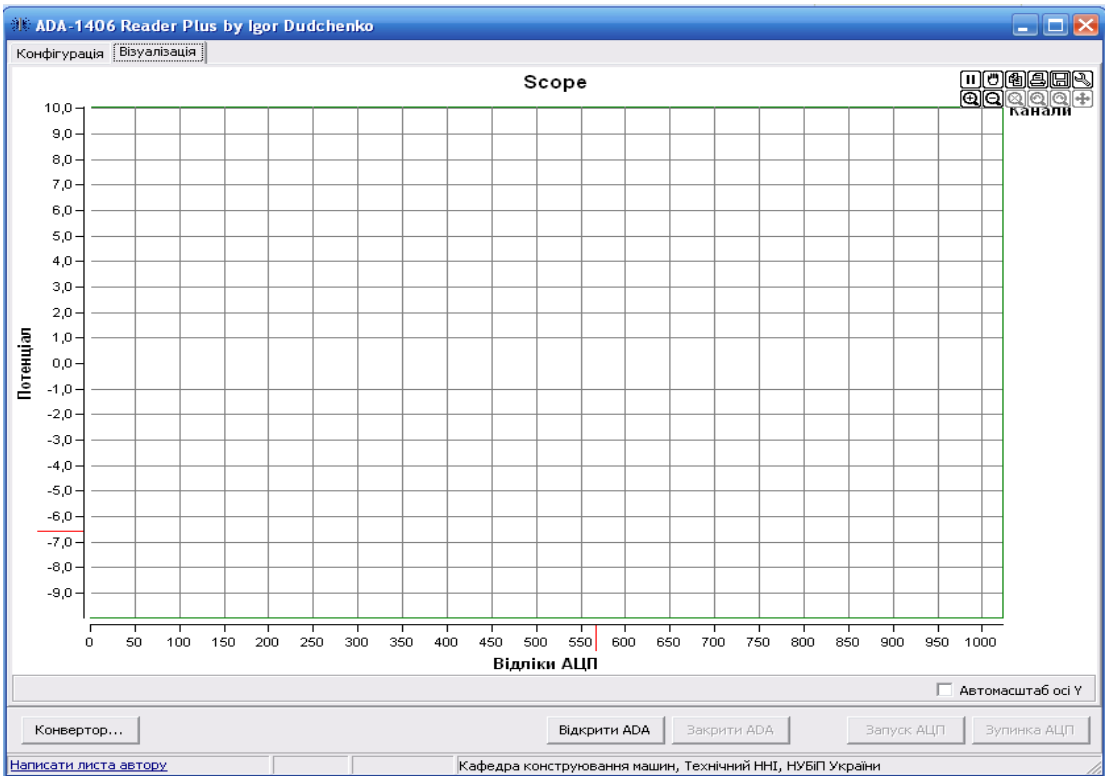
Для фіксації та запису даних на ПК використано розроблений фірмою HOLIT Data Systems пристрій ADA-1406 [183], який містить восьмиканальний аналого-цифровий перетворювач (АЦП) (рис. 7.5).

Рисунок 7.5 – Зовнішній вигляд пристрою ADA-1406

Всі сигнали з датчиків надходять на входи АЦП пристрою ADA-1406, який виконує послідовне опитування канатів. Розрядність АЦП рівна чотирнадцяти. Діапазон зміни вхідного сигналу дозволяє вимірювати напругу від -10…+10 В. Живлення пристрою ADA-1406 виконується від шини USB. По цій же шині виконується передача даних від пристрою ADA-1406 на ПК. Максимальна частота опитування одного каналу складає 350 кГц. Однак у дослідженнях використано частоту опитування 25 кГц, яка ділиться на всі вісім каналів. Таким чином, частота опитування одного каналу АЦП складає 3125 Гц. Налаштування параметрів збору даних виконується за допомогою програмного забезпечення ADA-1406 Reader Plus (рис. 7.6).



а)



б)

Рисунок 7.6 – Зовнішній вигляд вікна програми ADA-1406 Reader Plus:

а) вікно „конфігурація”; б) вікно „візуалізація”

Після підключення на аналогові канали сигнальних провідників із датчиків у програмі ADA-1406 Reader Plus відмічають ці канали. З відмічених каналів виконувався запис сигналів. Після цього натискають кнопку „Відкрити ADA”, при цьому пристрій ADA-1406 вмикається. Після налаштування частоти опитування каналів виконують вмикання АЦП пристрою ADA-1406. При цьому АЦП пристрою починає вимірювати значення напруги у каналах і передавати ці данні на ПК. Початок та закінчення вимірювання параметрів виконують із деякими затримками часу. Це потрібно для фіксації початкових значень вимірюваних параметрів та встановлення інтенсивності затухання коливань у кінці досліджуваного процесу, коли електродвигун механізму підйому вантажу не працює.

7.5. Реалізація частотного керування електродвигуном механізму підйому вантажу

7.5.1. Апаратна частина

Практична реалізація оптимальних законів керування електроприводом механізму підйому вантажу була виконана за допомогою частотного перетворювача векторного типу FR-D740-080 фірми Mitsubishi Electric. Основні технічні характеристики використаного частотного перетворювача наведено в таблиці 7.3 [184].

Таблиця 7.3 – Технічні характеристики частотного перетворювача FR-D740

Параметр	Одиниця вимірювання	Значення
1	2	3
Потужність перетворювача	кВт	3,7
Номінальна повна вихідна потужність	кВА	7,2

Продовження таблиці 7.3

1	2	3
Потужність джерела живлення	кВА	9,5
Номінальний вихідний струм	А	8
Перевантаження	-	150% при 60 сек; 200% при 3 сек
Номінальна напруга живлення	В	380
Допустимий інтервал напруг		323-528
Діапазон вихідних частот	Гц	0,2…400
Час розгону/гальмування	сек	0,1…3600
Тип характеристики розгону/гальмування	-	лінійна, S-подібна, подвійна S-подібна
Керування	-	зовнішнє; керування з пульта; комп’ютерне
Ступінь захисту	-	IP 20
Охолодження	-	примусове повітряне

На рис. 7.7 наведено електричну принципову схему щита керування електроприводом механізму підйому вантажу. Схема працює так. Для подачі у схему напруги живлення виконують вмикання автоматичного вимикача QF1. При цьому на вихід щита напруга подається через нормально замкнені контакти КМ1.3, „минаючи” частотний перетворювач FR-D.

Вмикання частотного перетворювача FR-D виконується за допомогою кнопки SB2. При цьому спрацьовує пускач КМ1 і вихід щита з’єднується з виходом частотного перетворювача FR-D через контакти КМ1.4. Отже, з’являється можливість змінювати частоту та напругу живлення на виході електрощита.

При виникненні аварійної ситуації контакт ВС частотного перетворювача FR-D розмикається, знеструмлюючи коло котушки пускача

КМ1. Пускач КМ1 знеструмлюється і вимикає частотний перетворювач FR-D з мережі живлення.

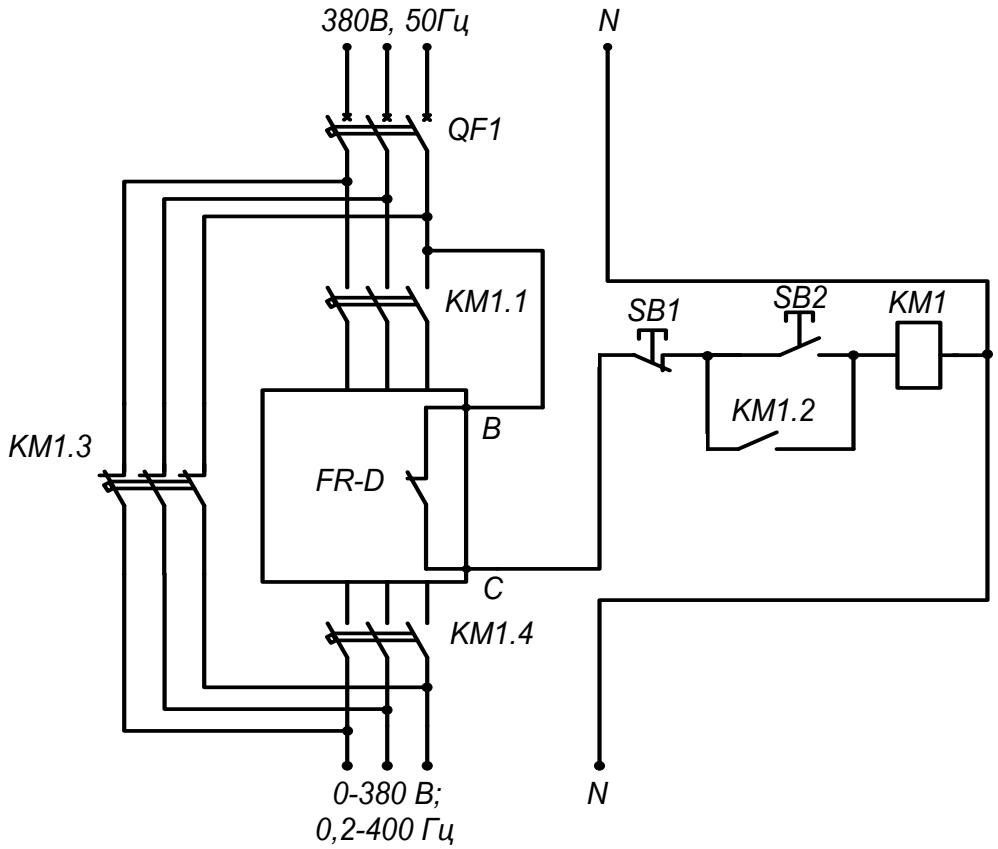


Рисунок 7.7 – Принципова електрична схема щита керування електроприводом механізму підйому вантажу

Описана схема зібрана у електрощитку, який підключається у розрив кабеля живлення електроприводу механізму підйому вантажу (рис. 7.8).

При виконанні експериментів щиток підключали до стаціонарної електрошафи, в якій зібрана електрокомутаційна апаратура ремонтної майстерні.

Крім того, при виконанні експериментальних досліджень були дотримані вимоги правил безпеки: робота по підключенню та відключенню виконувалася при відключеній напрузі живлення майстерні; монтаж та демонтаж датчиків, які знаходились на висоті, відбувалась із використанням страхувальних канатів при наявності не менше, ніж двох чоловік; металеві частини електроапаратури були заземлені.

Рисунок 7.8 – Зовнішній вигляд щита керування електроприводом механізму підйому вантажу

7.5.2. Програмне забезпечення

Реалізація частотного керування електроприводом механізму підйому вантажу пов’язана зі зміною частоти напруги його живлення, яке виконується за допомогою частотного перетворювача та ПК. Зв’язок між частотним перетворювачем та ПК виконується за допомогою послідовного COM-порту [185]. З ПК на частотний перетворювач у певній послідовності відправляються керуючі сигнали, які призводять до зміни частоти та амплітуди напруги живлення двигуна і, як наслідок, до зміни швидкості його обертання. Організація розрахунку та посилки керуючих сигналів виконується за допомогою програми „Оптимальний підйом/опускання вантажу” [186], яка показана на рис. 7.10. Код програми наведено у Додатку

3. Опишемо більш детально дії, які виконує користувач програми, для того, щоб реалізувати керування частотним перетворювачем.

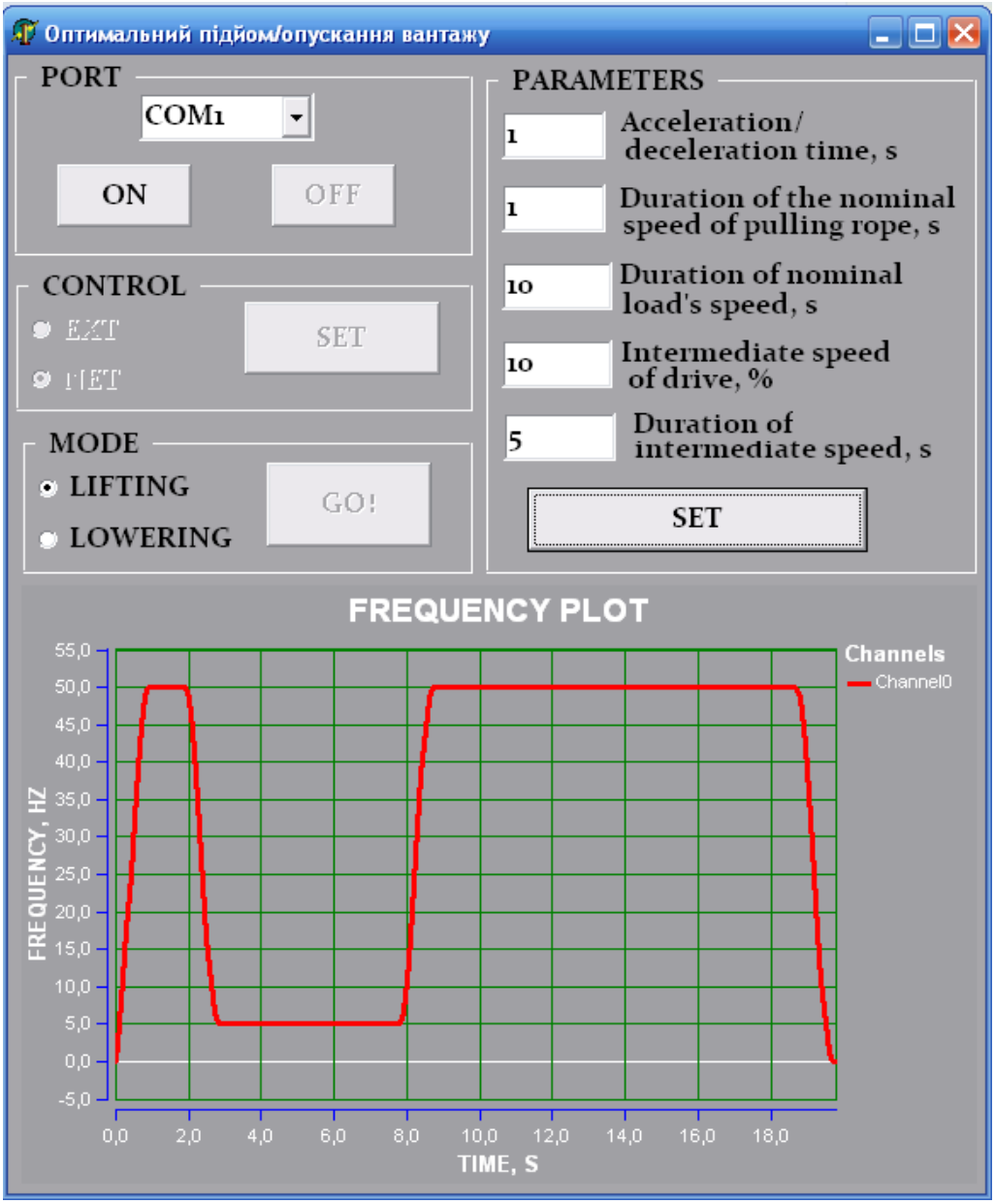


Рисунок 7.10 – Зовнішній вигляд вікна програми „Оптимальний підйом/опускання вантажу”

Для того, щоб встановити зв’язок між ПК та частотним перетворювачем користувач вибирає порт. Після цього натисканням кнопки „ON” порт відкривається. Саме з відкритого порта буде відбуватись передача даних на частотний перетворювач. За замовчуванням частотний перетворювач має зовнішнє керування. Для того, щоб встановити керування з мережі (комп’ютерне керування) користувач вибирає на панелі „CONTROL”

позначку „NET” та натискає кнопку „SET”. Надалі необхідно розрахувати масив дискретних значень частоти, які будуть відправлятись на частотний перетворювач при керуванні швидкістю обертання двигуна. Для цього оператор спочатку задає параметри у панелі „PARAMETERS”: тривалість розгону та гальмування двигуна (поле „Acceleration/deceleration time, s”); тривалість номінальної швидкості при натягуванні канату (поле „Duration of the nominal speed of pulling rope, s”); тривалість номінальної швидкості руху вантажу (поле „Duration of nominal load’s speed, s”); величина проміжної швидкості приводу (поле „Intermediate speed of drive, %”); тривалість руху приводу на проміжній швидкості (поле „Duration of intermediate speed, s”).

При натисканні кнопки „SET” у програмі проходить розрахунок масиву дискретних значень частоти напруги живлення двигуна в залежності від режиму руху вантажу (опускання чи підйом). Режим руху двигуна вибирається на панелі „MODE”: встановлюється позначка „LIFTING” (підйом вантажу) або „LOWERING” (опускання вантажу). Результати розрахунку масиву можна побачити за допомогою графіка. Даний графік ілюструє зміну частоти напруги живлення двигуна у часі (панель „FREQUENCY PLOT”). Змінюючи параметри процесу у полях панелі „PARAMETERS” та натискаючи на кнопку „SET”, можна побачити вплив цих параметрів на характер зміни частоти напруги живлення двигуна.

Для того, щоб почати керування рухом електродвигуна користувач натискає кнопку „GO!”. При цьому на частотний перетворювач надходить команда, яка встановлює усталену частоту напруги живлення двигуна. Значення цієї частоти є першим елементом розрахованого масиву. Після цього надходить команда на запуск частотного перетворювача. При цьому частота напруги живлення починає зростати від нульового до усталеного значення. Надалі йде часова затримка 0,1 секунд після якої з ПК на частотний перетворювач відправляється наступний керуючий сигнал, який містить значення другого елемента розрахованого масиву. Частота напруги живлення двигуна змінюється і двигун, у відповідності до зміни частоти, змінює

швидкість обертання. Процес повторюється до тих пір, поки не буде відправлене останнє значення частоти. Остання команда викликає зупинку роботи частотного перетворювача, що у свою чергу призводить до зупинки двигуна механізму підйому вантажу.

Для того, щоб закрити програму необхідно перевести частотний перетворювач у режим зовнішнього керування (вибрати на панелі „CONTROL" позначку „EXT" та натиснути кнопку „SET") та відключитись від комунікаційного порта (на панелі „PORT" натиснути кнопку „OFF") [187].

7.6. Планування та методика проведення експериментальних досліджень

В процесі проведення експериментальних досліджень були задіяні два оператори. В обов'язки першого входили: вмикання та вимикання пристрою ADA-1406, запуск та зупинка АЦП ADA-1406, конвертація даних для їх збереження на ПК в єдиний файл експериментальних даних (всі ці операції виконуються за допомогою комп'ютерної програми ADA-1406 Reader Plus), розміщення датчиків на об'єкті експериментальних досліджень, підключення датчиків до пристрою ADA-1406, підключення пристрою ADA-1406 до ПК, поточний (вибірковий) контроль за результатами вимірювань. В обов'язки другого оператора входили: підключення щита керування, який містить частотний перетворювач, до мережі живлення та до електродвигуна механізму підйому вантажу, налаштування зв'язку частотного перетворювача та ПК, налаштування програми „Оптимальний підйом/опускання вантажу" та керування нею. Всі особливості проведення експериментальних досліджень (вимикання частотного перетворювача при перекосі фаз мережі живлення, збої налаштованих параметрів, раптова відсутність зв'язку між частотним перетворювачем і ПК та інші нештатні ситуації) фіксувались в окремих файлах. В них записувались обставини виникнення даної ситуації, її причина

та спосіб усунення. Такі файли дали змогу накопичити певний емпіричний матеріал стосовно практичної реалізації оптимальних режимів підйому та опускання вантажу.

Всі проведені експериментальні дослідження умовно розбиті на дві серії. Перша серія експериментів була проведена при роботі електродвигуна механізму підйому вантажу на природній механічній характеристиці. У цій серії було досліджено вплив маси вантажу на кінематичні та динамічні параметри роботи об'єкту експериментальних досліджень для режимів підйому та опускання вантажу. План першої серії дослідів можна подати у вигляді таблиці 7.4.

Таблиця 7.4 – План повнофакторних експериментів першої серії 2·3

Напрямок руху вантажу	підйом			опускання		
Маса вантажу, кг	300	550	720	300	550	720
Номер експерименту	1	2	3	4	5	6

Друга серія експериментальних досліджень мала метою встановити основні закономірності зміни кінематичних та динамічних параметрів об'єкту досліджень при оптимальному керуванні механізмом підйому вантажу.

Для цієї серії дослідів важливо встановити тривалість переходу з однієї швидкості на іншу при підйомі та при опусканні вантажу. Вплив посадочної швидкості на динамічні навантаження у підвісці транспортного засобу, крановому мості та канатах досліджено у роботі [29]. Спираючись на ці результати оберемо посадочну швидкість рівною 30% від номінальної. Отже, для другої серії експериментів незалежними факторами є: напрямок руху вантажу, його маса та тривалість зміни швидкості підйому/опускання вантажу. План другої серії дослідів для випадку підйому вантажу подамо у вигляді таблиці 7.5. Для режиму опускання вантажу незалежні фактори і рівні їх варіювання аналогічні; для цього режиму експерименти позначені номерами від 16 до 30.

Таблиця 7.5 – План повнофакторного експерименту 5·3 для оптимального режиму підйому вантажу

Маса вантажу, кг	300					550					720				
Тривалість зміни швидкості підйому/опускання вантажу, сек	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5
Номер експерименту	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15

Таким чином, було проведено 36 експериментів. Кожен запланований експеримент виконаний із п’ятикратною повторюваністю.

7.7. Методика обробки експериментальних даних

Експериментальні дані, які записані на ПК, являють собою багатомірні масиви. Процес обробки експериментальних даних умовно складається із двох етапів. На першому виконуються роботи по попередньому перетворю даних. Мета цього етапу – створити масив експериментальних даних, який буде придатний для статистичного аналізу. На другому етапі безпосередньо виконується статистична обробка даних із використанням відповідних критеріїв. Дамо опис кожного етапу більш детально.

На першому етапі обробки експериментальних даних виконували зчитування даних із єдиного файла, куди занесені вимірювання із всіх каналів пристрою ADA-1406. Обробка даних виконувалась для кожного канала окремо. Зробивши копію потрібних даних одного каналу з єдиного файла експериментів, переходили до встановлення відповідності між значеннями напруги, які в ньому записані, та моментами часу, протягом якого ці значення напруги діяли. У подальшому, використовуючи тарувальні дані для конкретного датчика (для акселерометрів та тензометра), або

алгоритм підрахунку кількості імпульсів (для енкодерів), встановлювали відповідність між значенням вимірюваної фізичної величини та моментом часу, коли вона мала місце. Таким чином, для кожного вимірюваного параметру отримали двомірний масив чисел. Елемент отриманого масиву показує значення вимірюваної величини та відповідний їй момент часу. Довжина двомірних масивів рівна довжині масиву з єдиного експериментального файла.

Для даних, які отримані за допомогою лінійного енкодера була проведена їх додаткова обробка. Одним із головних параметрів, який впливає на динаміку підйому та опускання вантажу є швидкість канатного барабану при якій виконується натяг канату. Тому необхідно від дискретної функції положення канатного барабану перейти до дискретної функції швидкості його обертання. При цьому використовувалась відома формула знаходження наближеного значення похідної функції [172]:

$$v_{j+0,5} \approx \frac{x_{j+1.експ} - x_{j.експ}}{\Delta t}, \tag{7.24}$$

де $v_{j+0,5}$ – дискретне значення швидкості руху канатного барабану (лінійна швидкість набігання або збігання каната у момент часу $(j+0,5)\Delta t$);

j – порядковий номер елемента масиву, над яким виконується розрахунок;

$x_{j.експ}$ та $x_{j+1.експ}$ – експериментальні значення положення канатного барабану у моменти часу $j\Delta t$ та $(j+1)\Delta t$ відповідно;

Δt – тривалість часу між сусідніми вимірюваннями (крок дискретизації часу).

На другому етапі виконувалась безпосередня оцінка відповідності теоретичних та експериментальних даних. Критеріями відповідності є статистичні показники: максимальне відхилення, середньоквадратичне відхилення та коефіцієнт варіації [188]. Зазначимо, що саме ці показники дають змогу встановити „якість” практичної реалізації оптимальних режимів підйому та опускання вантажу.

Максимальне відхилення теоретичних та експериментальних даних визначалось за виразом:

$$\max\left|a_{j.експ} - a_{j.теор}\right|,\ j = 1,\ 2,\ 3\ldots,\ n, \tag{7.25}$$

де $a_{j.експ}$ та $a_{j.теор}$ – експериментальне та теоретичне значення параметра в момент часу $j\Delta t$ відповідно.

Розрахунок середнього квадратичного відхилення теоретичних та експериментальних даних виконувався за формулою:

$$\delta = \sqrt{D} = \sqrt{n^{-1}\sum_{j=0}^{n}(a_{j.експ} - a_{j.теор})^2}, \tag{7.26}$$

де δ – середньоквадратичне відхилення вимірюваного показника;

D – дисперсія відхилення теоретичних та експериментальних даних;

n – довжина масиву даних (кількість вимірів у експерименті).

Для оцінки відносного відхилення теоретичних та експериментальних даних був використаний коефіцієнт варіації, що показує виражене у відсотках середнє відхилення теоретичних та експериментальних даних:

$$v = \frac{100\,\%}{n} \cdot \sum_{j=0}^{n} \frac{\sqrt{(a_{j.експ} - a_{j.теор})^2}}{a_{j.теор}}. \tag{7.27}$$

Для показників, які виміряні у кожному досліді, було розраховано три показники (7.2)-(7.4). Аналіз отриманих даних наведено у дев’ятому розділі.

Висновки до сьомого розділу

1. Для проведення експериментальних досліджень сформовано об’єкт експериментальних досліджень, який складається з мостового крана вантажопідйомністю 3,2 тони, що здійснює навантажувально-розвантажувальні роботи на транспортний засіб ГАЗ-53.
2. Проведено вибір вимірювально-реєструючого обладнання, яке дозволяє фіксувати: зусилля у канаті механізму підйому вантажу; швидкість набігання або збігання канату з барабану; прискорення вантажу, кранового моста і кузова автомобіля. Для запису отриманих даних використовується пристрій збору даних ADA-1406, який містить восьмиканальний чотирнадцятибітний аналого-цифровий перетворювач.
3. Розроблено програму „Оптимальний підйом/опускання вантажу” для керування частотним перетворювачем, яка дозволяє реалізувати оптимальні режими руху приводу механізму підйому вантажу при підйомі та опусканні вантажу на кузов транспортного засобу. Програма „Оптимальний підйом/опускання вантажу” використана під час проведення експериментальних досліджень.
4. Розроблено план експериментальних досліджень, який складається із двох серій експериментів при русі електроприводу на природній механічній характеристиці та при оптимальному керуванні електроприводом. Проведено 36 експериментальних досліджень. Кожен експеримент виконаний із п’ятикратною повторюваністю.
5. Для оцінки якості реалізації оптимального керування вибрано статистичні показники, які відображають розбіжність експериментальних даних та заданих оптимальних законів руху механізму. До таких показників належать: максимальне відхилення, середнє квадратичне відхилення і коефіцієнт варіації.

РОЗДІЛ 8
ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ МОСТОВОГО КРАНА

8.1. Програма експериментальних досліджень

Мета експериментальних досліджень полягає у визначенні параметрів руху кранів мостового типу при переміщенні вантажу експериментальним шляхом, що дасть змогу порівняти теоретично розраховані динамічні та кінематичні характеристики руху при ручному керуванні краном із природною механічною характеристикою двигуна механізму переміщення крана та при реалізації оптимальних режимів керування, які визначені у третьому розділі.

Програма експериментальних досліджень включає наступні етапи: 1) вибір об’єкта дослідження; 2) підбір вимірювально-реєструючого обладнання для дослідження динамічних та кінематичних характеристик вибраного об’єкту; 3) вибір обладнання та написання програмного забезпечення для реалізації оптимальних режимів керування краном; 4) розробка мікроконтролерного пристрою для визначення довжини канату та маси вантажу; 5) планування експериментів для визначення динамічних та кінематичних параметрів руху крана під час переміщенні крана при ручному та оптимальному керуванні;

8.2. Характеристика об’єкту експериментальних досліджень

В якості об’єкта дослідження вибрано мостовий кран (рис. 8.1), який розташований у ремонтній майстерні сільськогосподарської техніки. На мостовій балці крана закріплена електроталь.

Кран оснащений трьома приводами механізмів: переміщення крана, переміщення електроталі по двотавровій балці та підйому/опускання вантажу. Розділений привід механізму переміщення крана оснащена електродвигунами АОЛ22-4 У2. У якості мостової балки використаний двотаврова балка №36. Керування крановими механізмами виконується оператором з підлоги за допомогою пульта.

Рисунок 8.1 – Загальний вигляд об’єкта дослідження

8.3. Вибір вимірювально-реєструючого обладнання

Для збору експериментальних данних використовується комп’ютер та аналого-цифровий перетворювач m-DAQ 14 [189] (рис. 8.2 а). Комунікація з комп’ютером відбувається через USB порт. На комп’ютері встановлене програмне забезпечення (рис. 8.2 б), яке дає змогу збирати данні з аналогових входів m-DAQ 14, на які поступають електричні сигнали з датчиків та зберігати їх у вигляді масивів значень напруги у файл формату *.txt. Технічні характеристики перетворювача наведені у таблиці 8.1.

а б

Рисунок 8.2 – Система збору даних: а) аналого-цифровий перетворювач; б) програмне забезпечення для збору данних з аналого-цифрового перетворювача

Таблиця 8.1

Технічні характеристики аналого-цифрового перетворювача

Параметр	Значення
Напруга живлення, В	від шини USB комп’ютера
Споживана сила струму, А	0,25
Робоча температура, С°	5 – 40
Кількість аналогових входів	4 диференціальних або 8 однопровідних каналів із загальною землею
Вхідний діапазон, В	±10, ±5, ±2.5, ±1.25
Розрядність аналого-цифрового перетворювача, біт	14
Частота дискретизація: - багатоканальний режим, Гц - одно канальний режим, Гц	 65 – 100000 65 – 150000

Для вимірювання нерівномірності переміщення кінцевих балок крана використовуються оптичні інкрементальні енкодери із мірним колесом та

комплементарним виходом Autonics ENC-1-1-t-24 [190] (рис. 8.3). Вони монтуються безпосередньо на кінцевих балках крана (рис. 8.4, 8.5), а їхні мірні колеса прижимаються за допомогою пружного елемента до підкранового шляху. Основні його технічні характеристики наведені у таблиці 8.2. При переміщені мірного колеса енкодера на 1мм з його виходів приходить один імпульс (амплітудою 10В, при живлені напругою 12В), тому його не потрібно тарувати.

Рисунок 8.3 – Енкодер з мірним колесом Autonics ENC-1-1-t-24

Таблиця 8.2

Технічні характеристики енкодера Autonics ENC-1-1-t-24

Параметр	Значення
Напруга живлення, В	24
Споживана сила струму, А	0,06
Максимальна кількість обертів	5000
Вихідні фази	A, B
Фазова різниця виходу	T/4±T/8
Кількість вихідних імпульсів при переміщенні на 1 мм	1

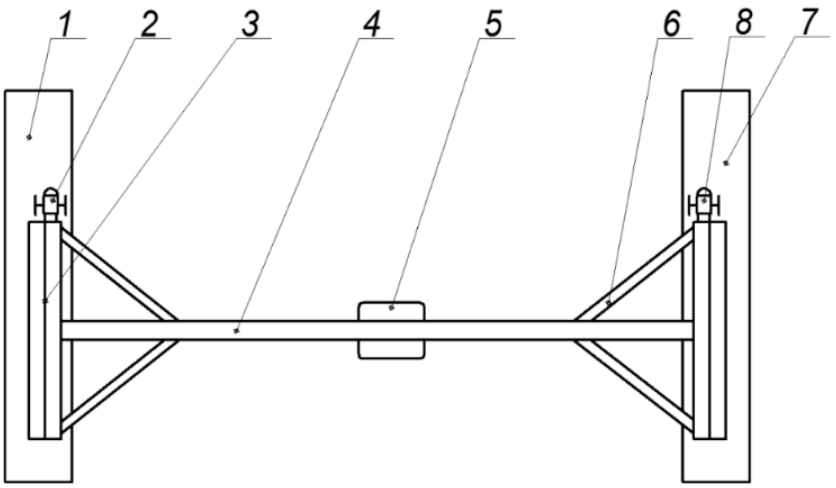
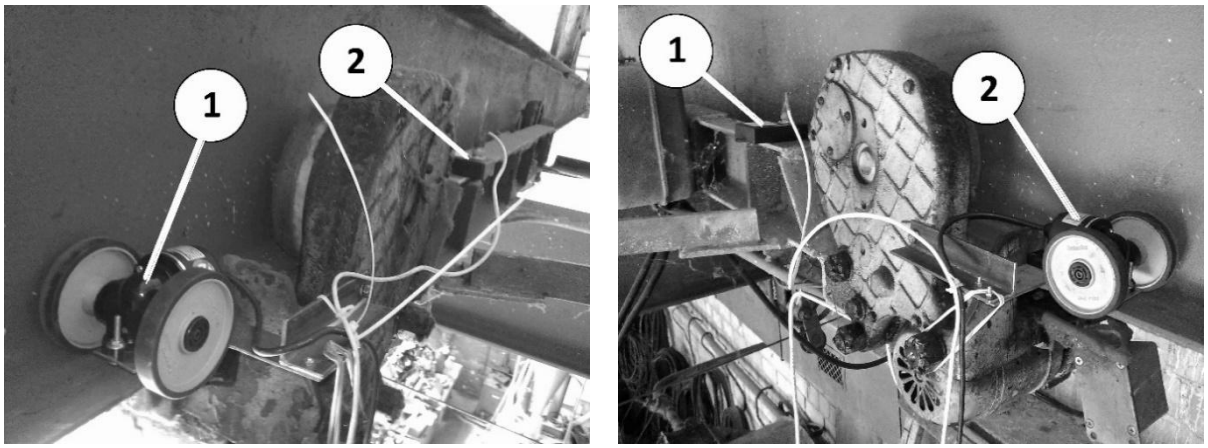


Рисунок 8.4 – Схема розташування лінійних енкодерів для вимірювання нерівномірності руху кінцевих балок мостового крана: 1,7 – підкрановий шлях; 2, 8 – змонтовані енкодери на кінцевих балках крана; 3,6 – кінцеві балки; 4 – мостова балка крана; 5 – електроталь

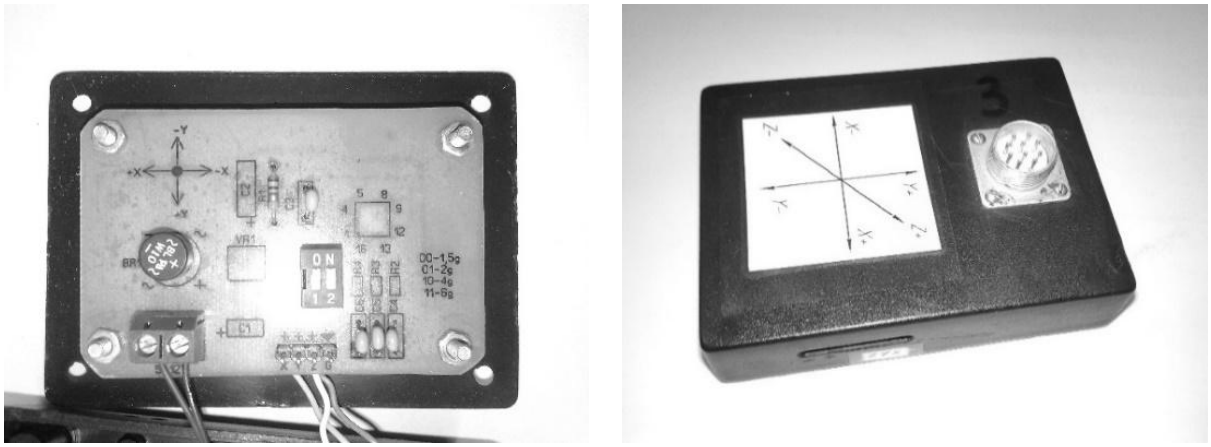


а б

Рисунок 8.5 – Змонтовані датчики на кінцевих балках крана (1) – енкодери, (2) – акселерометри: а) ліва; б) права

Для визначення прискорення вібрацій кінцевих балок крана у горизонтальній та вертикальній площинах використовується акселерометр MMA7260q [191] (рис. 8.6 а), змонтований у пластиковому корпусі (рис. 8.6 б). Вони кріпляться безпосередньо на кінцевих балках крана (рис. 8.5 а). Основні технічні характеристики наведені у таблиці 8.3. Слід відмітити, що акселерометр в залежності від чутливості має декілька режимів роботи

±1,5g/2g/4g/6g, який переключається за допомогою перемикачів розташованих на платі (рис. 8.6 а).



а б

Рисунок 8.6 – Акселерометр MMA7266q: а) в розборі; б) в пластиковому корпусі

Таблиця 8.3

Технічні характеристики акселерометра MMA7266q

Параметр	Значення
Напруга живлення, В	2,2 – 3,6
Споживана сила струму, мкА	500
Кількість осей	3

Для вимірювання коливань вантажу використовується енкодер Megatron MOL40 6 3600 BZ N [192] (рис. 8.7), при одному оберті валу, на фази A і B поступає 3600 імпульсів. Він монтується на електроталі, коливання вантажу передаються за допомогою штанги (рис. 8.8), яка однією стороною з’єднана пружною муфтою, закріпленою на валу енкодара, а іншою стороною кріпиться до вантажного каната. Основні характеристики енкодера наведені у таблиці 8.4.

Рисунок 8.7 – Інкрементальний енкодер з комплементарним виходом Autonics Megatron MOL40 6 3600 BZ N

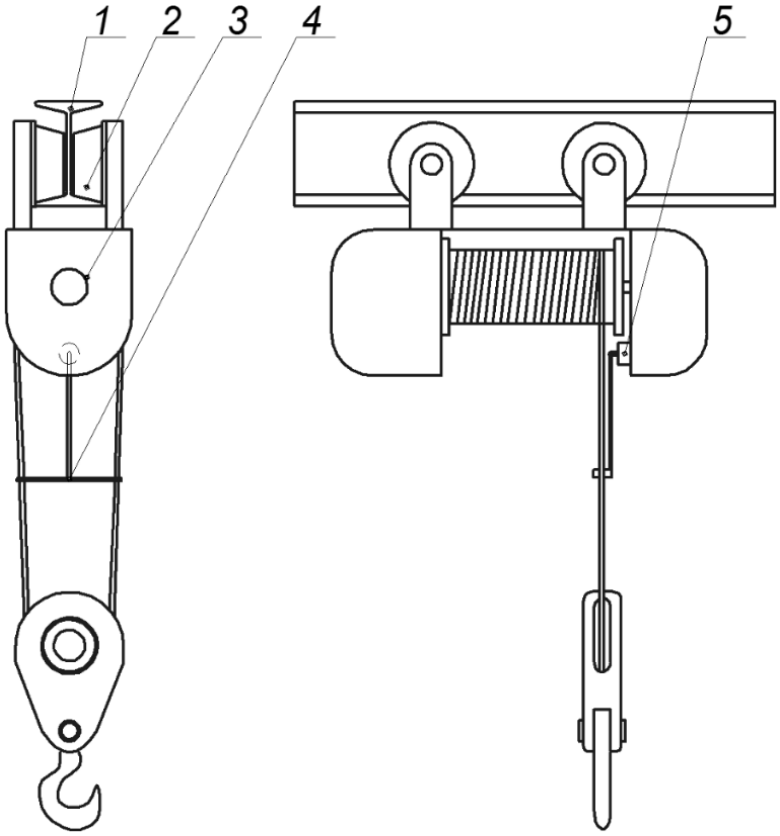


Рисунок 8.8 – Схема розташування енкодера для визначення відхилення вантажного канату від вертикалі під час переміщення крана: 1 – мостова балка крана; 2 – ходові колеса електроталі; 3 – електроталь; 4 – штанга для передачі коливань вантажу до валу енкодера; 5 – інкрементальний енкодер

Таблиця 8.4

Технічні характеристики енкодера Autonics Megatron MOL40 6 3600

Параметр	Значення
Напруга живлення, В	5
Споживана сила струму, А	0,05
Максимальна кількість обертів	5000
Рівень захисту	IP50
Вихідні фази	A, /A, B, /B, Z, /Z
Фазова різниця виходу	T/4±T/8±T/2
Кількість вихідних імульсів при одному оберті валу	3600

Переміщення крана супроводжується коливаннями вантажу, внаслідок чого виникають динамічні зусилля в канаті, тому для визначення зусилля, яке діє у вантажному канаті, використовується S-подібний тензометричний датчик KELI DEF 1t [193] (рис. 8.10). Він монтується у одну гілку канату (рис. 8.9).

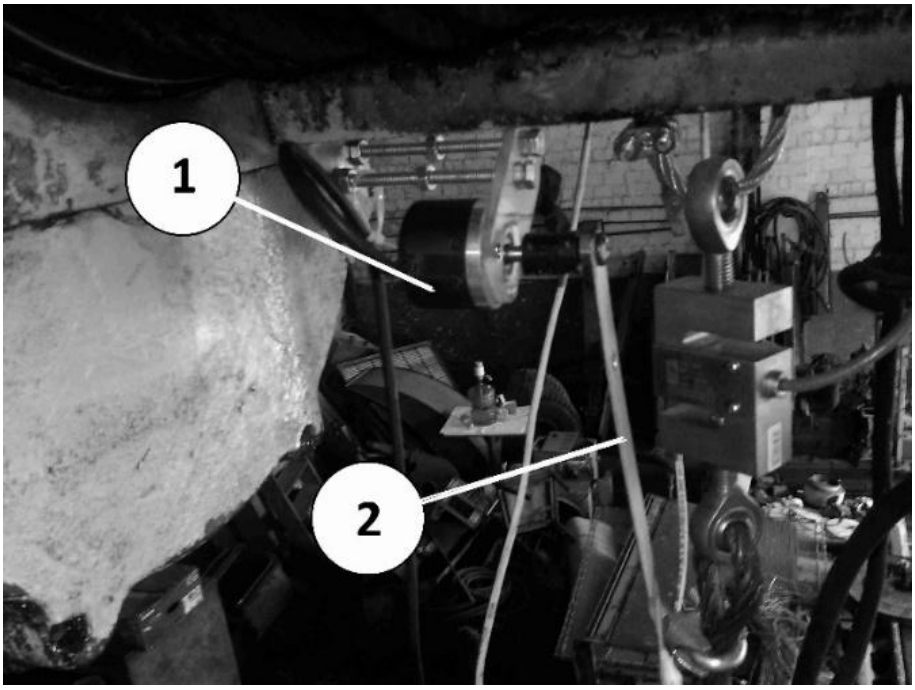


Рисунок 8.9 – Загальний вигляд датчиків змонтованих на електроталі: 1 – енкодер; 2 – штанга для передачі коливань вантажу до валу енкодера; 3 – тензометричний датчик для вимірювання зусилля в канаті

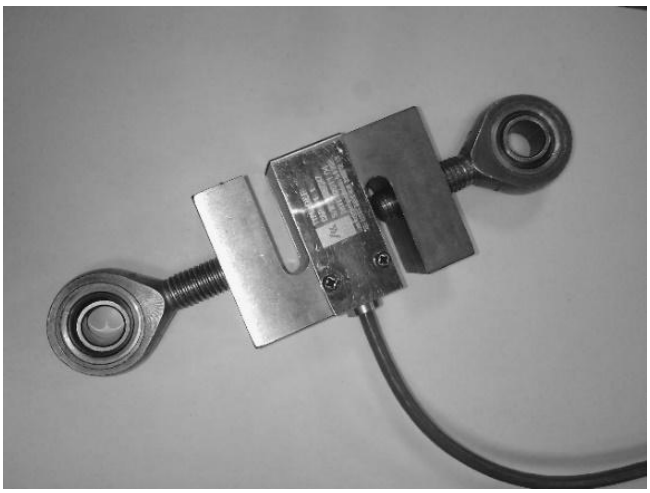


Рисунок 8.10 – Тензометричний датчик для вимірювання зусилля в канаті KELI DEF 1t

Для дослідження динамічних навантажень, що діють на мостову балку крана, використовуються тензорезистори VEDA КФП-20-200-Б-12 [194]. Вони приклеюється до мостової балки крана за схемою [195], яка зображена на рис. 8.11 за допомогою однокомпонентного клею, холодного затвердіння – Циакрін (ТУ 6-09-30-86), що рекомендує використовувати виробник тензорезисторів. Основні характеристики останніх наведені у таблиці 8.5, а паспорт у додатку И.

Таблиця 8.5

Характеристики тензорезисторів VEDA КФП-50-200-Б-12

Параметр	Значення
Номінальний електричний опір, Ом	200
Допустиме відносне відхилення електричного опору, %	1
Робоча область значень температури, ˚С	від -70 до 200
Інтервал термокомпенсації, ˚С	від 0 до 50
Середнє значення чутливості	2,21
Середньоквадратичне відхилення чутливості	0,008
Робочий струм, А	0,03

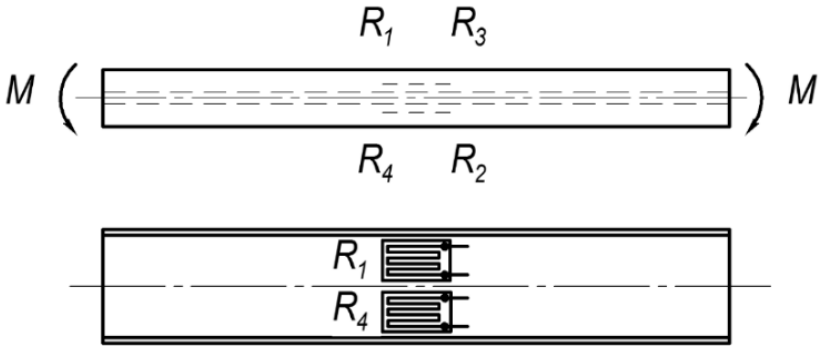


Рисунок 8.11 – Схема розташування тензорезисторів на мостовій балці крана

Для підсилення сигналу з тензорезисторів, що приклеюються на мостову балку крана, використовується інструментальний підсилювач INA125 [196], змонтований у пластиковий корпус. Основні технічні характеристики підсилювача наведені у таблиці 8.6. Тензорезистори та підсилювач підключається до анлого-цифрового перетворювача за схемою, зображеною на рис. 8.13.

Рисунок 8.12 – Підсилювач сигналу для тензорезисторів

Таблиця 8.6

Характеристики інструментального підсилювача INA125

Параметр	Значення
Напруга живлення, В	±1,35 – ±18
Опорні напруги, В	1.24, 2.5, 5, 10
Максимальна напруга зміщення, мВ	250
Максимальна вхідна сила струму зміщення, нА	20

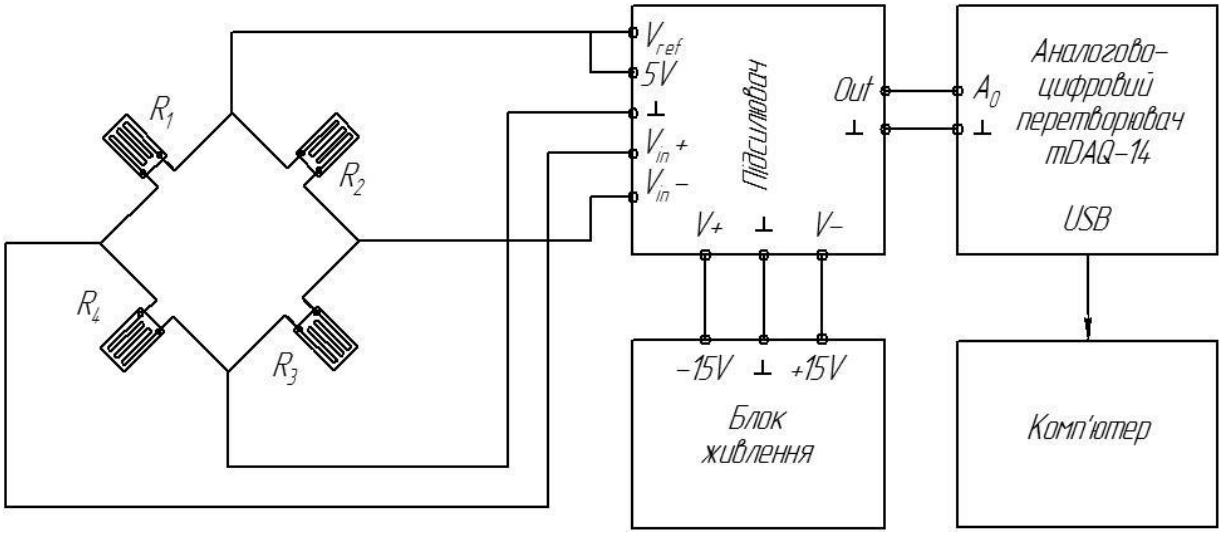


Рисунок 8.13 – Електрична схема підключення тензорезисторів

Перед приклеюванням тензорезисторів необхідно провести підготовку поверхні [197]. Якщо поверхня забруднена воском, оливою чи подібними речовинами, то її слід промити толуолом або іншим розчинником. Далі поверхні приклеювання послідовно промиваються ацетоном та спиртом. Місце приклеювання має просохнути 10 – 15 хвилин. Недопустимо доторкатися пальцями до поверхні, на яку буде наноситись клей та попадання пилу і ворсу. Щоб приклеїти тензорезистор слід розмістити його на підготовленому місці, протилежну сторону від виводів тензорезистора приклеїти липкою стрічкою до поверхні мостової балки крана, після цього наноситься клей, товщина якого повинна бути в межах 6 – 12 мкм, тензорезистор прижимається до поверхні балки крана, накривається фторопластовою плівкою та прижимається пальцем. Слід витримати близько одної хвилини, потім зняти плівку та не допустити приклеювання виводів до металевої поверхні балки крана. Після приклеювання експериментальні дослідження слід проводити після повної полімеризації клею.

Для живлення вище перерахованого обладнання рекомендовано використовувати стабілізований блок живлення з малим рівнем пульсацій. Цим вимогам задовольняє HYelec HUA YI ELECTRINICS DC POWER SUPPLY HY3003M-3 [198] (рис. 8.15), основні його технічні характеристики наведені у таблиці 8.7.

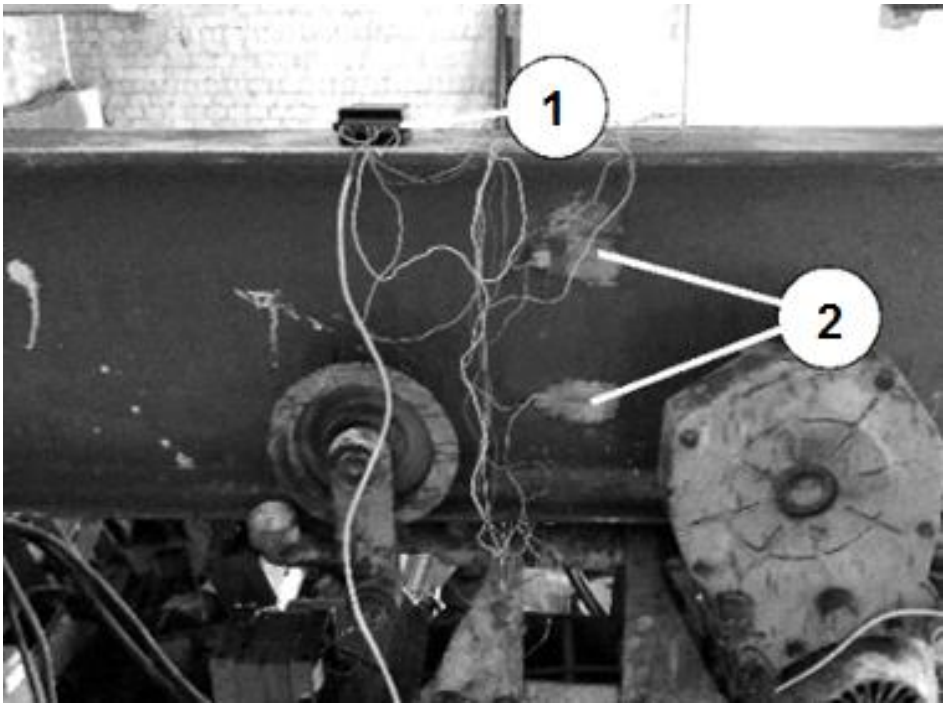


Рисунок 8.14 – Загальний вигляд приклеєних тензорезисторів на мостовій балці крана: 1 – підсилювач; 2 – тензорезистори для вимірювання зусилля у горизонтальній площині

Рисунок 8.15 – Стабілізований блок живлення HYelec HUA YI ELECTRINICS DC POWER SUPPLY HY3003M-3

Таблиця 8.7

Характеристики блок живлення HYelec HUA YI ELECTRINICS DC POWER SUPPLY HY3003M-3

Параметр	Значення
Напруга живлення, В	220 ± 10%
Вихідна напруга, В - Канал 1, 2 - Канал 3	 0 – 30 5
Вихідна сила струму, А - Канал 1, 2 - Канал 3	 0 – 3 3
Рівень пульсацій: - по напрузі, мВ - по силі струму, мА	 0,5 3

8.4. Тарування тензометричного моста на мостовій балці крана

Після приклеювання тензорезисторів на мостову балку крана слід провести тарування, для цього необхідно жорстко закріпити мостову балку та прикласти до неї зусилля. Це можна зробити використавши талреп, який з однієї сторони закріпляється у місці прикладення зусилля канатом, а з другої сторони прикріплюється за допомогою тарованого [199] S – подібного тензометричного датчика (рис. 8.10), який жорстко кріпиться до кронштейна закріпленого на стіні. Це дає змогу змінювати прикладене зусилля до мостової балки крана, натягуючи канат за допомогою талрепу і реєструвати інформацію з тензометричного моста та тарованого S-подібного датчика, за допомогою аналого-цифрового перетворювача, який під’єднаний до комп’ютера. Загальна схема тарування зображена на рис. 8.16 і 8.17.

Після тарування виконується демонтаж тарувального обладнання із мостової балки крана. Отримані данні з тензометричного моста, який

вимірював зусилля, що діє на мостову балку крана у горизонтальній площині та із S-подібного тензометричного датчика занесені у таблицю 8.8.

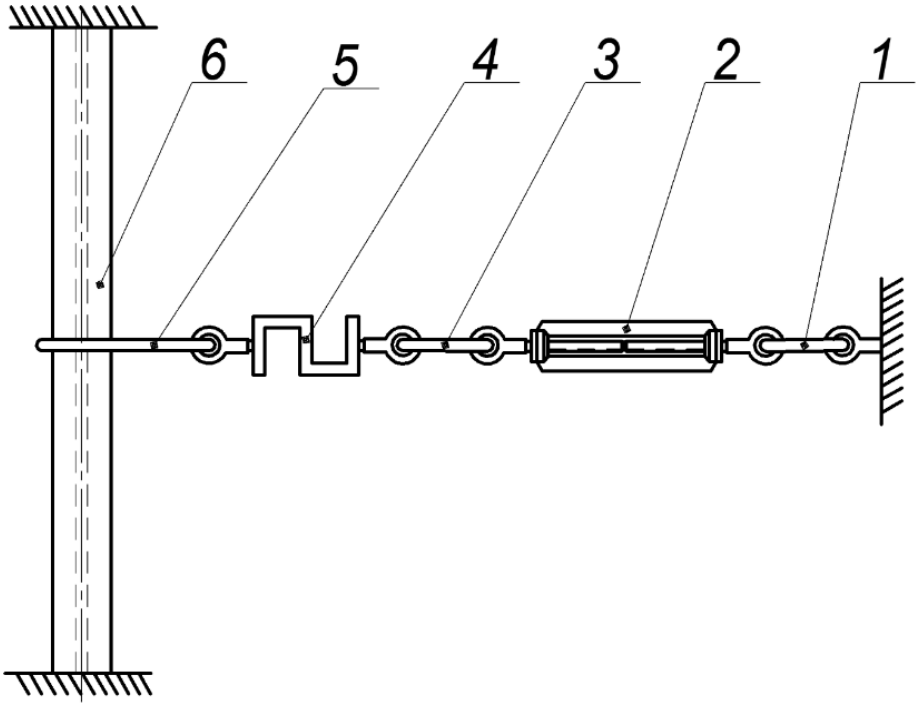


Рисунок 8.16 – Схема для проведення тарування тензомоста для вимірювання зусилля в горизонтальній площині: 1, 3, 5 – стальний канат; 2 – талреп; 4 – S-подібний тензодатчик; 6 – мостова балка крана

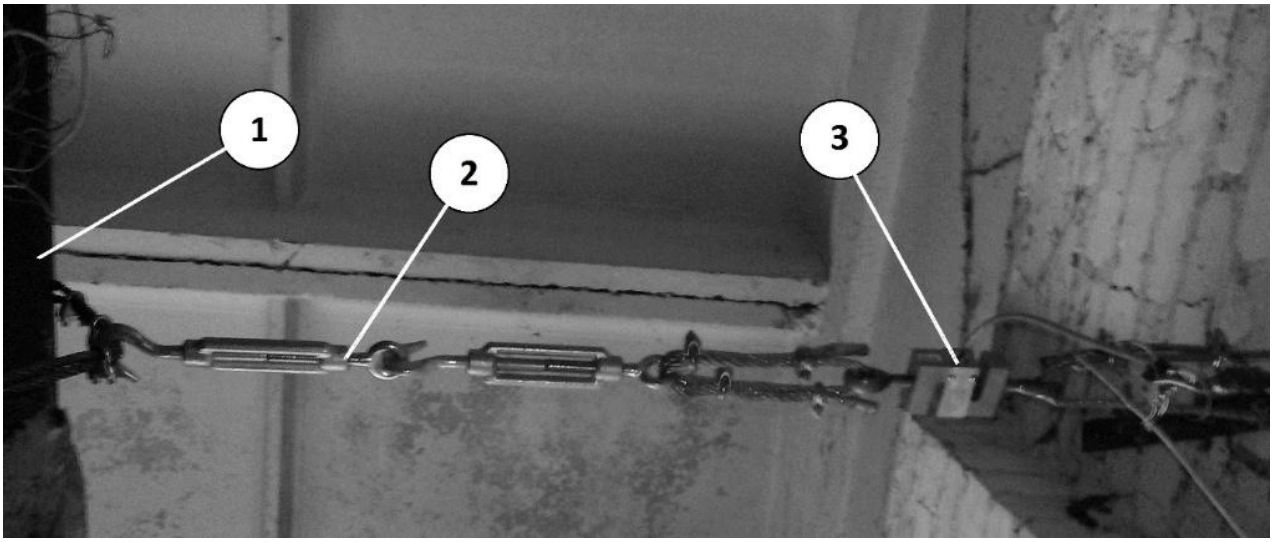


Рисунок 8.17 – Загальний вигляд тарування тензорезисторів: 1 – мостова балка крана; 2 – талреп; 3 – тензометричний датчик

Таблиця 8.8

Результати тарування тензорезисторів у горизонтальній площині

Напруга з тензомоста, В	Напруга з S - подібного тензодатчика, В	Розрахункові горизонтальні зусилля в балці F, Н
0,941	0,024	49,05
0,943	0,059	120,56
0,934	0,138	282,04
0,928	0,219	447,58
0,922	0,323	659,462
0,916	0,422	862,495
0,912	0,479	978,94
0,904	0,612	1250,78
0,895	0,822	1689,773
0,886	0,951	1943,606
0,882	1,013	2069,91

Використавши отримані данні з таблиці 8.8, побудуємо апроксимований тарувальний графік (рис. 8.20).

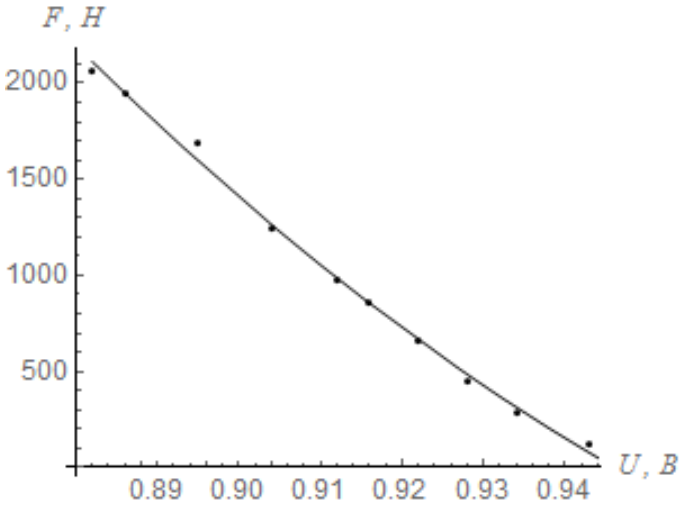


Рисунок 8.18 – Апроксимований графік тарування тензометричного моста для вимірювання зусилля, що діє на балку крана у горизонтальній площині

8.5. Вибір обладнання для реалізації оптимальних законів руху та розробка програмного забезпечення для його керування

Для реалізації оптимальних законів руху мостового крана використовується частотний перетворювач та програмне забезпечення, яке відправляє масив швидкостей для певного моменту часу з інтервалом у 0,1 секунду у форматі ASCI [200] у вигляді електричних цифрових сигналів. Частотний перетворювач дає змогу змінювати частоту напруги та напругу живлення двигуна. Також потужність частотного перетворювача має забезпечити керування електродвигунів приводного механізму переміщення мостової балки. Це можна здійснити з використанням частотного перетворювача Mitsubishi FR-E740-060 [201] (рис. 8.19). Основні характеристики перетворювача наведені у таблиці 8.9.

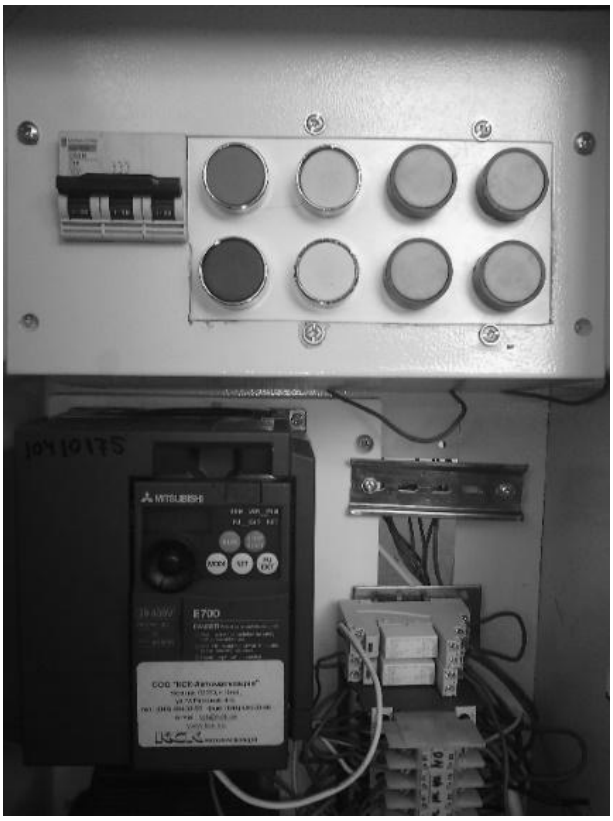


Рис. 8.19. Частотний перетворювач Mitsubishi FR-E740-060

Для забезпечення мобільності обладнання та швидкої зміни режиму керування – з ручного (без частотного перетворювача, для реєстрації даних

при стандартній механічній характеристиці приводного двигуна механізму переміщення мостової балки) на комп'ютерне керування (за допомогою частотного перетворювача, для реалізації оптимальних законів руху), частотний перетворювач, магнітні пускачі та пульт керування краном, монтуються у настінну шафу (рис. 8.19).

Таблиця 8.9

Основні технічні характеристики частотного перетворювача Mitsubishi FR-E740-060

Параметр	Значення
Номінальна потужність, кВт	2,2
Сила струму, А	6
Напруга живлення, В	380
Ступінь захисту	IP21

Програмне забезпечення (рис. 8.20) для керування краном написано в середовищі Delphi [202], за основу взятий программный код наведений у [170]. В програмі введений оптимальний закони керування швидкістю руху крана, за якими динамічні навантаження у металоконструкціях зводяться до мінімуму. Програмний код наведено у додатку К.

У програмі використаний об'єкт TBComport [203], що дає змогу підключатися до COM – порту комп'ютера та передавати інформацію через послідовний інтерфейс. Також доступні налаштування програми, які дають змогу переключити частотний перетворювач у режим NET (мережеве керування через послідовний інтерфейс), вибрати оптимальний закон руху крана, поля для вводу маси вантажу, максимальної частоти напруги живлення електродвигуна, часу перехідного процесу та часу руху. Після вибору режиму та вводу невідомих параметрів, будуються графік перехідного процесу пуску двигуна. Програмне забезпечення дає змогу реалізувати оптимальні закони із зворотнім зв'язком та без нього.

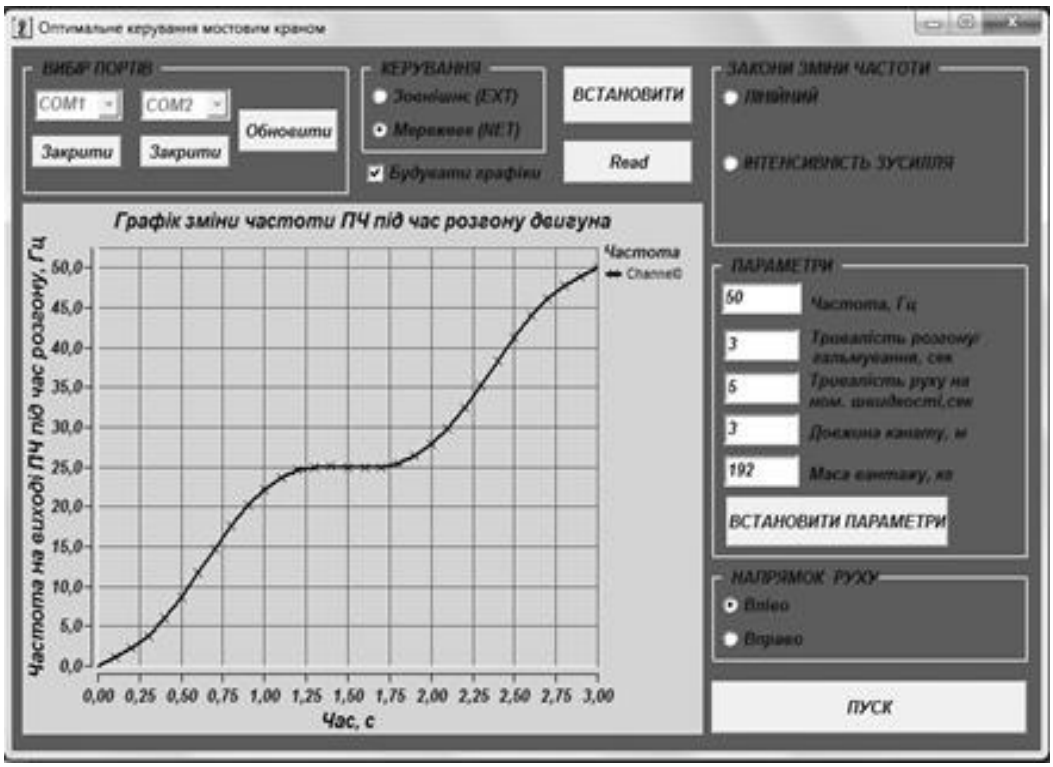


Рисунок 8.20 – Інтерфейс програмного забезпечення «Оптимальне керування мостовим краном»

Програма розраховує масив швидкостей перехідного процесу пуску крана, перетворює частоту та передає у коді ASCII через послідовний інтерфейс комп'ютера. Це дає змогу перетворювачу частоти через кожні 0,1 секунди змінювати частоту живлення електродвигуна. Перехідний процес гальмування відбувається аналогічно процесу пуску, тільки масив даних про частоту відправляється у зворотній послідовності. Для передачі масиву даних швидкостей з комп'ютера на частотний перетворювач, використовуються перетворювачі інтерфейса [204, 205] USB to RS232 і RS232 to RS485.

а б

Рисунок 8.21 – Перетворювачі інтерфейсів (а) USB-RS232, та (б) RS232-RS485

8.6. Розробка блоку зворотного зв’язку для визначення параметрів крана, які варіюються під час експлуатації

Для визначення довжини канату та маси вантажу розроблений мікроконтролерний пристрій (рис. 8.22), який складається з плати стабілізаторів напруги (для живлення датчиків), мікроконтролера ATMEL ATmega 328 [206] (Arduino NANO 3.0 [207]), 24-х бітного аналого-цифрового перетворювача HX711 [208] та спеціально написаного програмного коду в інтегрованому середовищі розробки Arduino.

До блоку підключається S – подібний тензодатчик, енкодер Autonics ENC-1-1-t-24 та кінцевий вимикач. У якості перетворювача інтерфейсів використовується мікросхема FT232 [209] (розташована на платі Arduino NANO 3.0), яка дає змогу підключити мікроконтроллер до комп’ютера через інтерфейс USB. Для живлення датчиків плата стабілізаторів напруги має два виходи стабілізованої напруги – на 5В для живлення тензодатчика та регульований вихід 1,2 – 35В для живлення енкодера.

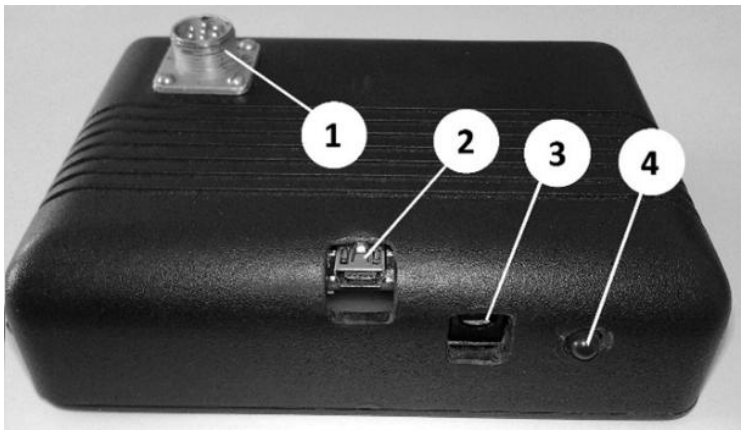


Рисунок 8.22 – Зовнішній вигляд блоку зворотнього зв’язку: 1 – роз’єм для підключення датчиків; 2 – роз’єм USB, для підключення до комп’ютера; 3 – роз’єм для підключення живлення; 4 – індикатор включення блоку зворотного зв’язку

Регульований вихід напруги дає змогу підключати енкодери з різними напругами живлення. Регульований вихід регулюється за допомогою

змінного резистора, який розташований безпосередньо на платі стабілізаторів напруги. На корпусі блока розташований світлодіод, який сигналізує підключення напруги живлення. Принципіальна схема та перелік компонентів наведено у додатку Л на рисунку Л.1 та таблиці Л.1 відповідно. Для підключення датчиків на верхній частині блоку використаний роз'єм KLS15-RCS01-PC7 (призначення контактів в додатку Л на рисунку Л.2).

При написанні програми для блоку зворотного зв'язку використана бібліотека для аналого-цифрового перетворювача hx711.h [210], яка дає змогу зчитувати данні за допомогою функції scale.get_units() [211] з модуля HX711 через послідовну синхронну шину I^2C [212]. Схема підключення модуля зображено на рис 8.23. Додаткова інформація про роботу з шиною I^2C описано в додатку М.

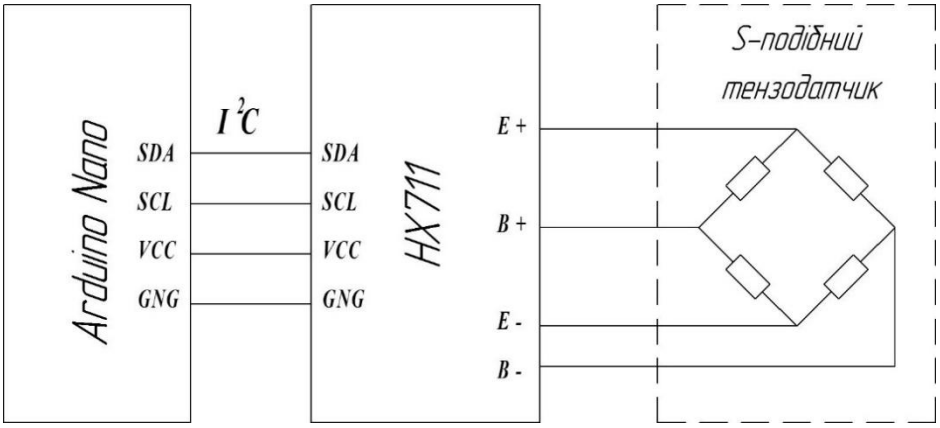
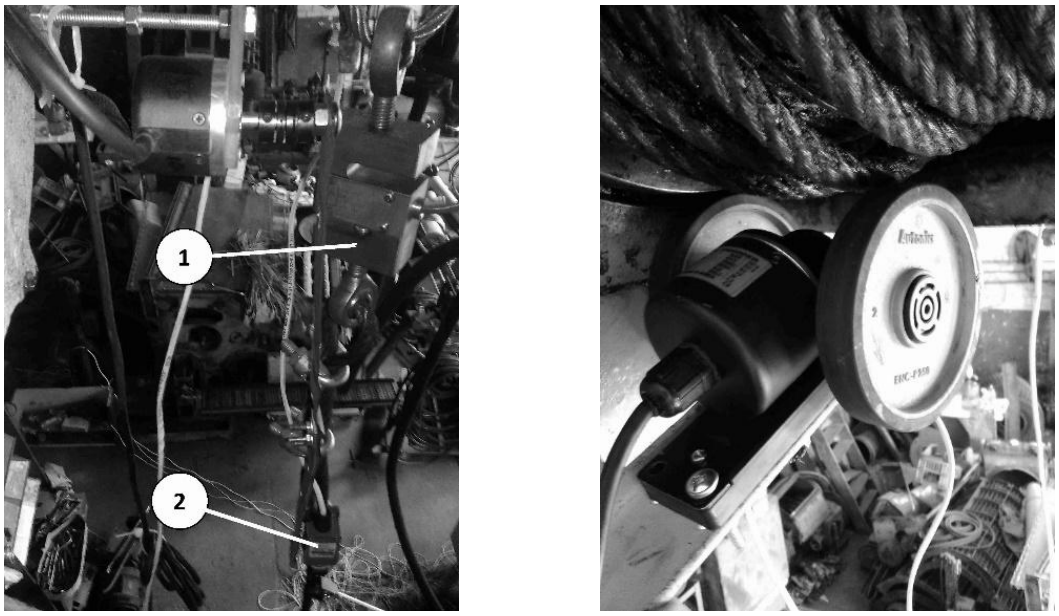


Рисунок 8.23 – Схема підключення 24-х бітного аналого-цифрового перетворювача HX711 до плати Arduino Nano

Мікроконтролерний пристрій визначає довжину канату за допомогою енкодера змонтованого на електроталі. Данні зчитуються мікроконтролером за допомогою цифрових входів мікроконтролера та відповідають фактичному значенню положення вантажу відносно електроталі. Маса вантажу визначається за допомогою S-подібного тензометричного датчика, який монтується у одну гілку каната. Для обнулення числового значення положення вантажу використовується кінцевий вимикач МЕ-8107 [213] (рис. 8.25), який кріпиться на вантажному канаті. При досягненні мінімально

допустимого значення довжини канату замикається кінцевий вимикач, цим самим відправляє цифровий сигнал мікроконтролеру, який в свою чергу присвоює змінній, в яку записується початкове значення довжини канату. Для передачі параметрів, які зчитались з датчиків необхідно у програмі «Оптимальне керування мостовим краном» (рис. 8.21) натиснути кнопку «Read», після цього відправляється запит на мікроконтролер через USB-UART конвертер (мікросхема FT232), після останнього данні отримані з енкодера та тензометричного датчика мікроконтролер передає до комп'ютера, які відображаються на відповідних полях «Довжина канату, м» і «Маса вантажу, кг».



а б

Рисунок 8.24 – Загальний вигляд розташування датчиків для визначення довжини канату та маси вантажу: а) тензометр (1) та кінцевий вимикач МЕ-8107 (2); б)енкодер

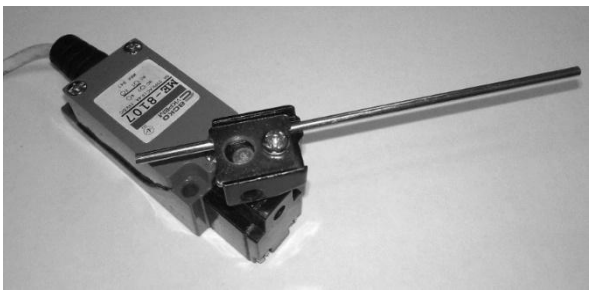


Рисунок 8.25 – Кінцевий вимикач МЕ-8107

Отримані данні з датчиків дають змогу проводити подальші розрахунки для визначення оптимальних розгінних та гальмівних параметрів електропривода. Характеристики блоку мікроконтролерного пристрою наведені у таблиці 8.10.

Таблиця 8.10

Технічні характеристики мікроконтролерного пристрою

Параметр	Значення
Напруга живлення датчиків, В	14 – 35 В
Кількість цифрових входів	3 (A, B, SW)*
Вихідні напруги живлення датчиків - канал 1 - канал 2	 12В 1,2 – 37В**
Вихідна сила струму - канал 1 - канал 2	 1 А 1,5А
Вхідна напруга аналогового входу	5 В
Доступні інтерфейси передачі данних	USB
Розрядність аналого-цифрового перетворювача	24 біт
Роз’єм підключення датчиків	KLS15-RCS01-PC7

* Цифровий вхід A, B для підключення фаз енкодера, а SW для кінцевого вимикача

** Вихідна напруга каналу 2 регулюється за допомогою змінного резистора який розташований на платі стабілізаторів напруги.

На комп’ютері в програмі «Оптимальне керування мостовим краном» вибирається COM порт, до якого підключений мікроконтролерний пристрій для визначення маси вантажу та довжини канату. Для отримання даних необхідно натиснути кнопку «Read», після цього комп’ютерна програма відправляє запит мікроконтролеру, тоді данні, які зчитуються з датчиків мікроконтролером, відправляються до комп’ютера, а програма «Оптимальне

керування мостовим краном» їх записує у поля «Довжина канату, м» та «Маса вантажу, кг». Алгоритм роботи мікроконтролерного пристрою та програмний код для мікроконтролера наведені у додатку Н.

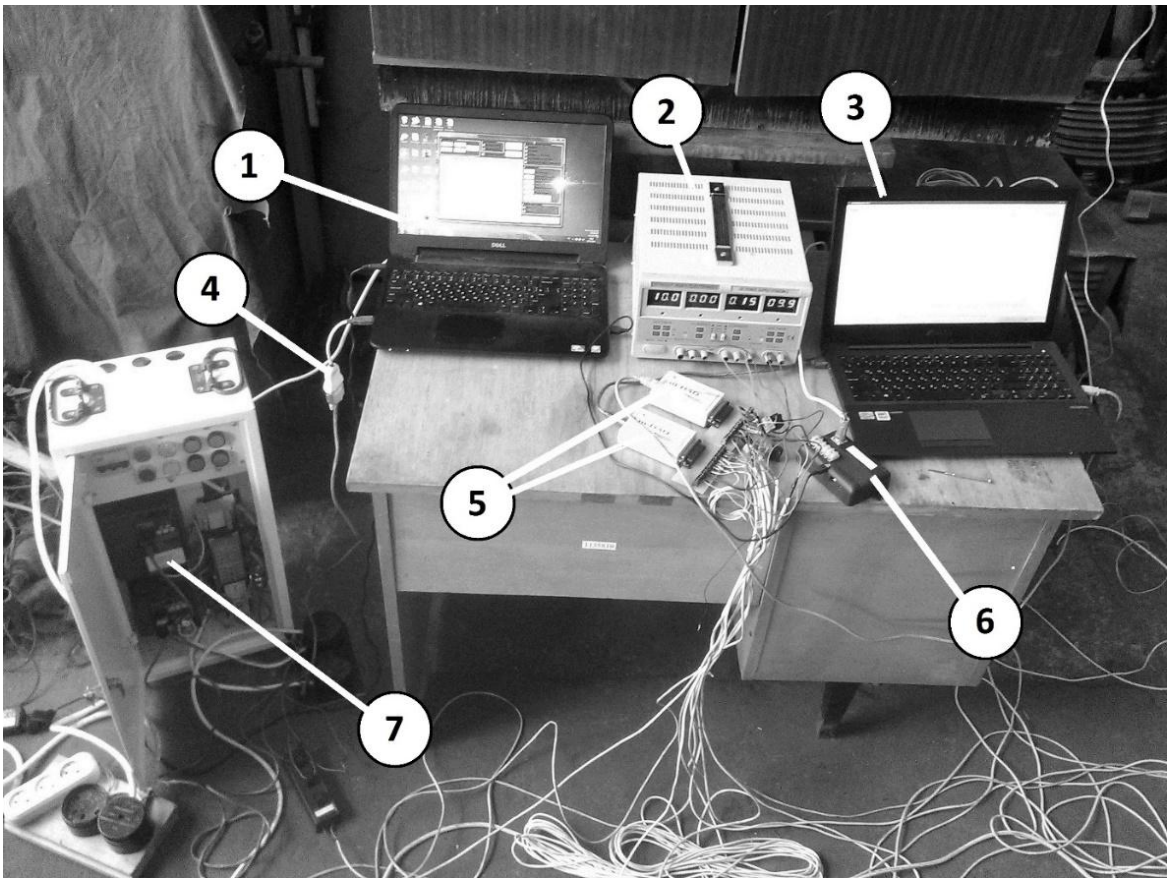


Рисунок 8.26 – Загальний вигляд системи керування краном та збору експериментальних даних: 1 – комп’ютер з програмним забезпеченням для керування частотним перетворювачем «Оптимальне керування мостовим краном»; 2 – блок живлення для живлення датчиків; 3 – комп’ютер з програмним забезпеченням для збору експериментальних даних; 4 – перетворювач інтерфейсів USB-RS232 та RS235-RS485; 5 – аналого-цифрові перетворювачі m-DAQ-14; 6 – мікроконтролерний пристрій для визначення довжини канату та маси вантажу; 7 – електрична шафа з частотним перетворювачем

Перед проведенням експериментальних досліджень все обладнання провіряється на правильність підключення, після чого вмикається блок живлення та частотний перетворювач. Обладнання має бути заземленим для

уникання шумів у електричних сигналах, які надходять з датчиків. Перевіряється наявність сигналів, що мають надходити до аналого-цифрового перетворювача методом включення системи збору даних та візуалізації на екрані комп'ютера. Після всіх перевірок проводяться експериментальні дослідження. Загальний вигляд зібраного обладнання для реалізації оптимального керування та збору даних зображено на рисунку 4.26, а схема роботи системи керування краном для реалізації оптимальних режимів наведена у додатку П.

8.7. Планування експериментальних досліджень

Проведення експериментальних досліджень динаміки руху крана виконувалися в два етапи. Досліджувався механізм переміщення крана. На першому етапі досліджувався рух крана на природній механічній характеристиці електродвигуна – керування здійснювалося в ручному режимі для перевірки адекватності математичної моделі. Вибрано два фактори: маса вантажу та довжина канату. План повно-факторного експерименту наведений у таблиці 8.11.

Таблиця 8.11

План повно-факторного експерименту для ручного керування краном

Маса вантажу, кг	152		192	
Довжина канату, м	2,5	3,1	2,5	3,1
Номер експерименту	**1**	**2**	**3**	**4**

На другому етапі дослідження динаміки руху крана проводилися за допомогою додаткового електричного обладнання, що дає змогу керувати рухом крану та реалізовувати оптимальні закони руху. Вибрано три фактори: маса вантажу, довжина канату та час перехідного режиму пуску/гальмування. План повно-факторного експерименту наведено у таблиці 8.12.

Таблиця 8.12

План повно-факторного експерименту для дослідження динаміки руху крана з оптимальними куруванням

Маса вантажу, кг	152				192			
Довжина канату, м	2,5		3,1		2,5		3,1	
Час перехідного процесу пуску/гальмування	3	4	3	4	3	4	3	4
Номер експерименту	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**

Дослідження двох оптимальних законів руху отримані в результаті розв’язку крайових задач за такими критеріями: середньоквадратичне значення інтенсивності зміни зусилля, що діє у мостовій балці крана та четверта похідна від середньоквадратичного значення сили інерції, що діє на масу вантажу.

Масиви даних, які були отримані в результаті проведення експериментальних досліджень оброблялися за допомогою програмного забезпечення Wolfram Mathematica [214].

Висновки до восьмого розділу

1. Для проведення експериментальних досліджень вибрано вимірювально-реєструюче обладнання, яке дає змогу визначати нерівномірність переміщення, прискорення вібрацій кінцевих балок крана, коливання вантажу відносно вертикалі, зусилля в канаті та зусилля, що діє на мостову балку крана в горизонтальній площині.
2. Для реалізації оптимальних законів руху розроблено мікроконтролерний пристрій, який дає змогу визначати довжину гнучкого підвісу та масу вантажу за допомогою датчиків та відправляти отримані данні до комп’ютера для подальших розрахунків швидкості перехідних процесів пуску/гальмування.
3. Розроблене програмне забезпечення для керування електроприводом механізму переміщення крана за допомогою частотного перетворювача, що дає змогу формувати масиви швидкостей з використанням синтезованих законів у третьому розділі.
4. Запропонована функціональна схема системи керування краном для реалізації оптимальних законів руху.
5. Сплановано програму проведення експериментальних досліджень при ручному та оптимальному керуванні рухом мостового крана.

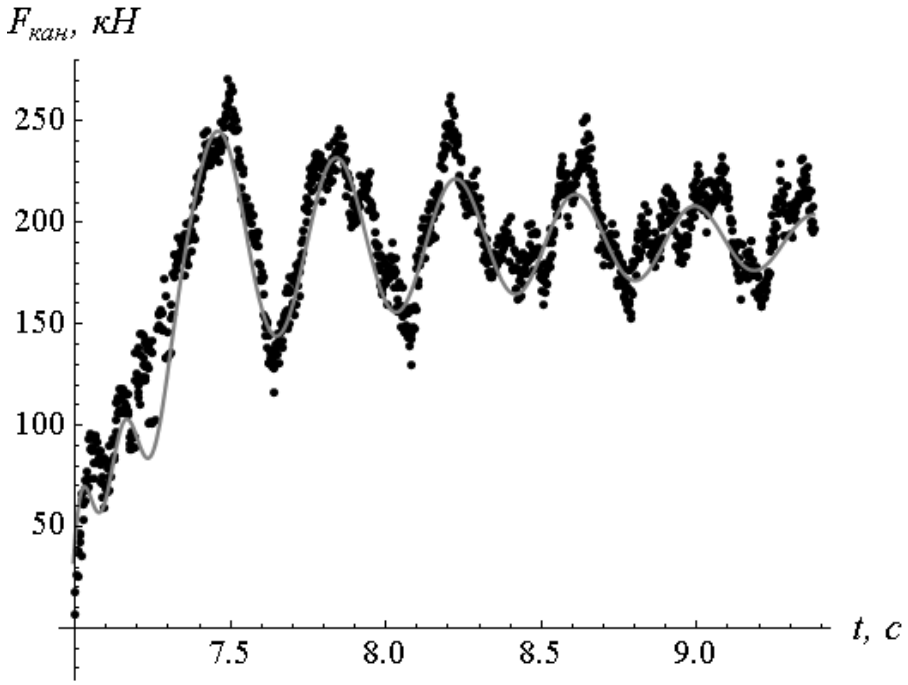
РОЗДІЛ 9
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

9.1. Результати проведення першої серії експериментів

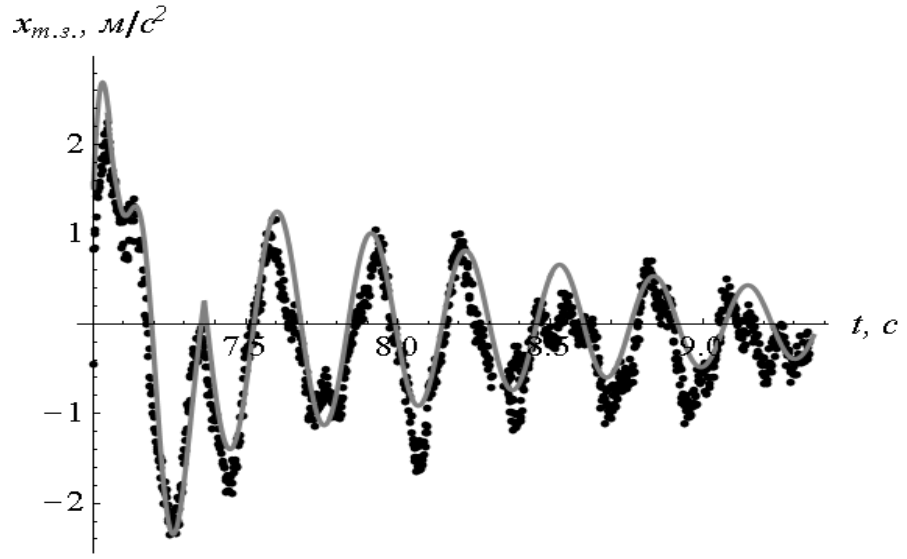
Всі наведені у даному розділі дані відповідають крану вантажопідйомністю 20 тон, параметри якого використані для теоретичних розрахунків у другому та третьому розділах даної роботи. Залежності (7.1) дали змогу перейти від параметрів експериментальної моделі до параметрів натурного крана та встановити характер зміни динамічних на кінематичних параметрів досліджуваної системи.

Проведемо аналіз кінематичних та динамічних показників, які виміряні у першій серії експериментальних досліджень. Для цього побудуємо графіки функцій (рис. 9.1). Наведені на рис. 9.1 графіки відповідають номінальній вантажопідйомності крана.

Сірою лінією на рис. 9.1 показано графіки функцій, які отримані із використанням чисельного інтегрування математичної моделі досліджуваної системи.



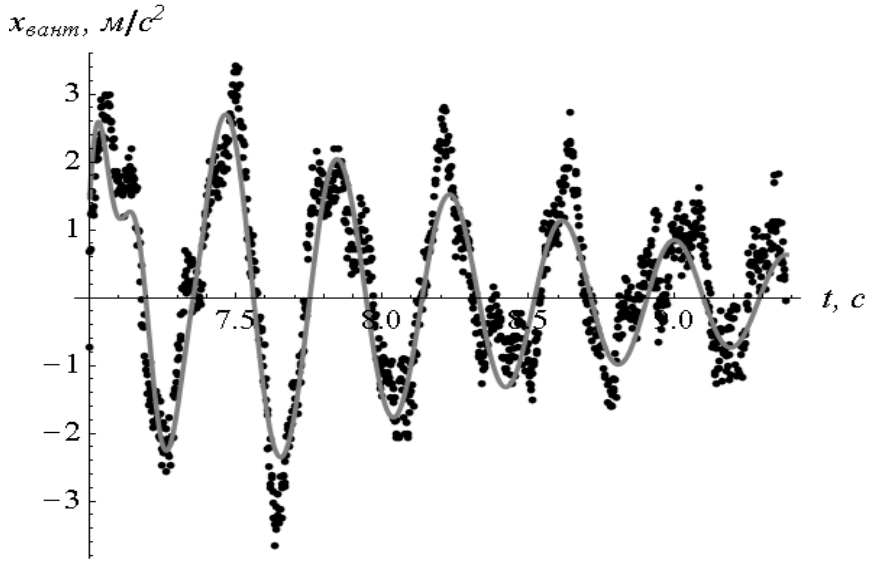
а)


$x_{т.з.}$, м/с^2
2
1
−1
−2
7.5
8.0
8.5
9.0
t, c

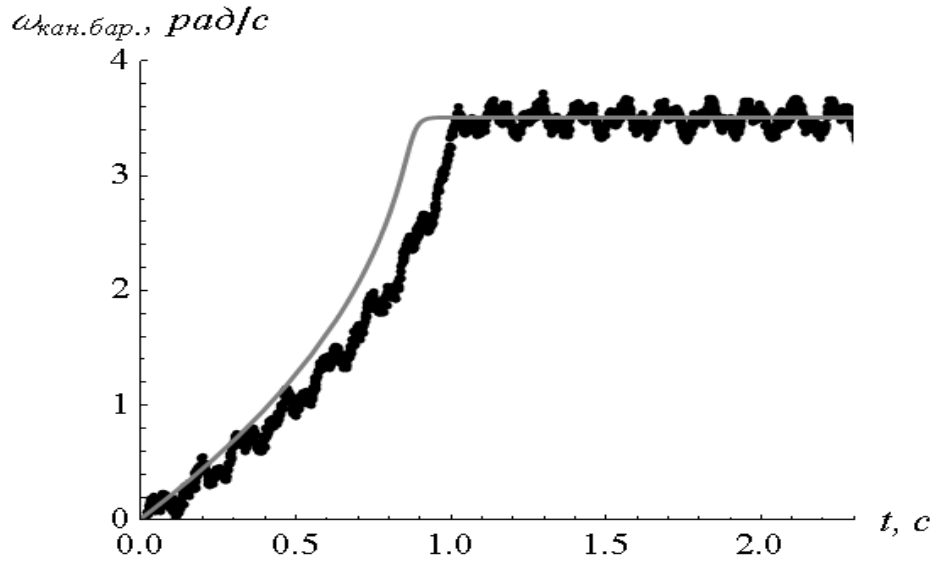
б)

$x_{міст}$, м/с^2
4
2
−2
−4
7.5
t, c

в)


$x_{вант}$, м/с^2
3
2
1
−1
−2
−3
7.5
8.0
8.5
t, c

г)



д)

Рисунок 9.1 – Графіки кінематичних та динамічних параметрів при підйомі вантажу: а) зусилля у канаті; б) прискорення транспортного засобу; в) прискорення кранового моста; г) прискорення вантажу; д) кутова швидкість руху канатного барабана

На рис. 9.1 д графік кутової швидкості руху канатного барабану показано протягом його розгону (етап вибору слабини канату). Навантаження електроприводу крутним моментом від ваги вантажу спричиняє незначне зменшення кутової швидкості двигуна і, відповідно, канатного барабану. Тому цей етап на графіку (рис. 9.1 д) не показано.

Для оцінки роботи механізму підйому вантажу в таблиці 9.1 наведено статистичні показники. У таблиці 9.1 кожна комірка містить три величини, які відповідають масам вантажу 300, 550 та 720 кг (від меншої маси вантажу – зверху до більшої – знизу). При переході до натурного крана ці величини відповідно становлять 8280, 15180 та 19872 кг.

Аналіз показників, які занесені у таблицю 9.1, дає змогу встановити, що збіг даних найкращий для третього та шостого дослідів, а найгірший – для першого та четвертого. Тобто теоретичні розрахунки краще збігаються з експериментальними даними при більшій масі переміщуваного вантажу.

Таблиця 9.1 – Статистичні показники вимірів для першої серії експериментальних досліджень

Вимірювана величина	Статистичні показники		
	Максимальне відхилення теоретичних та експериментальних даних	Середнє квадратичне відхилення теоретичних та експериментальних даних	Коефіцієнт варіації
Зусилля у канаті	35,5 кН 41,1 кН 37,7 кН	22,2 кН 15,6 кН 13,6 кН	16,2 % 11,0 % 10,1 %
Прискорення транспортного засобу	0,82 м/с^2 0,72 м/с^2 0,80 м/с^2	0,51 м/с^2 0,50 м/с^2 0,41 м/с^2	21,0 % 19,0 % 14,6 %
Прискорення кранового моста	1,43 м/с^2 1,22 м/с^2 1,21 м/с^2	0,63 м/с^2 0,65 м/с^2 0,57 м/с^2	10,5 % 10,9 % 9,6 %
Прискорення вантажу	1,49 м/с^2 1,67 м/с^2 1,22 м/с^2	0,31 м/с^2 0,33 м/с^2 0,22 м/с^2	5,9 % 6,0 % 4,6 %
Кутова швидкість руху канатного барабана	1,10 рад/с 1,21 рад/с 1,10 рад/с	0,23 рад/с 0,14 рад/с 0,11 рад/с	19,7 % 13,0 % 9,2 %

Аналіз даних, які наведені у табл. 9.1, свідчать про те, що прийняті у теоретичних розрахунках моделі адекватно описують процеси, які відбуваються у системі „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб”.

Достатнє співпадіння теоретичних та експериментальних даних також вказує на точність визначення параметрів. Дійсно, у випадку коли параметри математичної моделі підібрано некоректно, то отримані на її основі результати не відображають ті процеси, які мають місце в реальному механізмі підйому вантажу та у підвісці транспортного засобу.

Проаналізуємо експериментальні дані першої серії дослідів.

Одним з найважливіших показників динаміки навантажувально-розвантажувальних операціях є зусилля у канатах. Режим підйому вантажу значно впливає на рівень динамічних навантажень вантажних канатів, які, у свою чергу, визначають строк їх служби. Для вантажних сталевих канатів, які використовуються у кранах прольотного типу, строк служби складає 0,5-0,2 років (для режимних груп 4М-6М) [215]. Збільшення строку служби канатів можна досягнути за рахунок зниження динамічних навантажень.

З рис. 9.1 а видно, що найбільше навантаження, яке рівне 271 кН, канат сприймає на етапі коли вага вантажу повністю перейшла з підвіски транспортного засобу на канат. Коливання вантажу у горизонтальному напрямку спричиняють динамічні навантаження канату. З рис. 5.1 а видно, що ці коливання мають затухаючий характер, який характеризується декрементом коливань. Для наведених експериментальних даних декремент вертикальних коливань вантажу рівний 0,082.

За графіками прискорень вантажу, кранового моста та транспортного засобу (рис. 9.1 б-г) можна опосередковано встановити рівень їх динамічної навантаженості. Крім того, аналіз наведених результатів експериментальних даних показує, що у графіках прискорення існують вищі гармонічні складові, які не мають великих амплітуд і тому незначно впливають на динамічні показники роботи досліджуваної системи.

Графік кутової швидкості канатного барабану (рис. 9.1 д) показує, що тривалість розгону реальної системи на 0,15 сек менша, ніж отримана шляхом теоретичних розрахунків (загальна тривалість розгону рівна 1,10 сек). Така розбіжність може бути пояснена розбіжністю між величиною

ККД механізму, який прийнятий у розрахунках, та реального ККД механізму, або параметрами двигуна, які змінюються при його нагріванні.

Для режиму опускання вантажу наведемо графік прискорення транспортного засобу, оскільки його підвіска зазнає найбільших динамічних навантажень під час цього режиму руху вантажу (рис. 9.2). Графік на рис. 9.2 відповідає експерименту №6. При цьому найбільше за абсолютним значенням прискорення рівне 2,52 м/с^2.

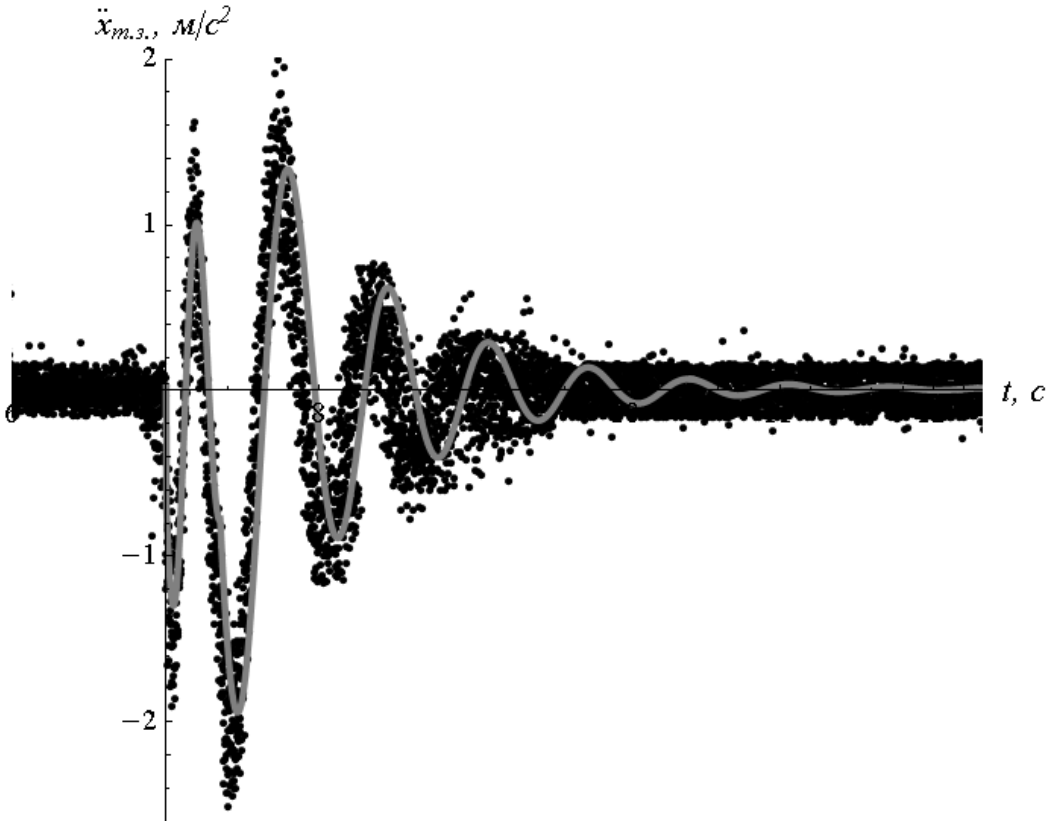


Рисунок 9.2 – Графік прискорення транспортного засобу

Перевірити адекватність виразу (3.24), який дає змогу встановити коефіцієнт динамічності в залежності від маси вантажу та швидкості його опускання на транспортний засіб, за допомогою аналізу експериментальних даних не вдається (зусилля у підвісці транспортного засобу під час проведення експериментальних досліджень не вимірювалось). Однак, аналіз графічної залежності, яка представлена на рис. 9.2 показує, що експериментальні дані та теоретичні розрахунки мають достатньо гарний збіг. Розраховані статистичні показники для даного досліду такі:

максимальне відхилення теоретичних та експериментальних даних рівне 0,68 м/с^2, середнє квадратичне відхилення теоретичних та експериментальних даних складає 0,26 м/с^2, коефіцієнт варіації рівний 13,9%.

Таким чином, на основі опосередкованої оцінки збігу теоретичних та експериментальних даних прискорень транспортного засобу, можна стверджувати про достовірність виразу (3.24).

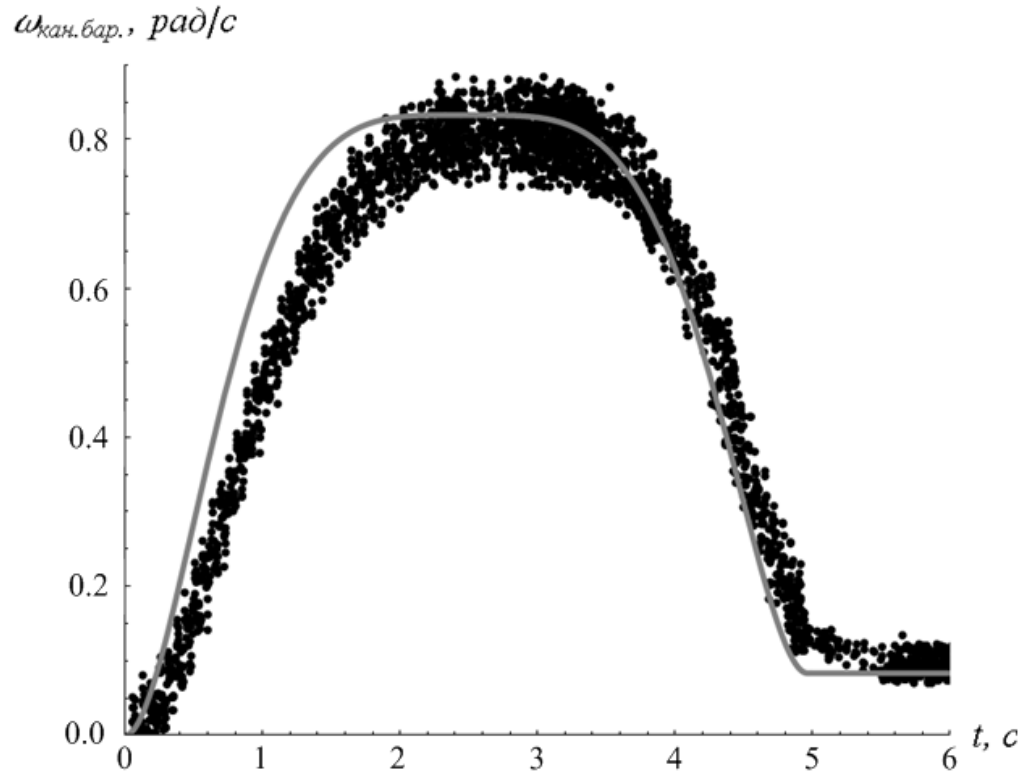
9.2. Аналіз експериментальних даних для режиму вибору слабини каната

У третьому розділі синтезовано оптимальний за нелінійним інтегральним критерієм режим вибору слабини канату. Під час проведення другої серії експериментальних досліджень вибір слабини канату відбувався для експериментів №1-15 (режим підйому вантажу). Для експериментів №16-30, тобто для режиму опускання вантажу, після того як вага вантажу повністю перейшла на підвіску транспортного засобу відбувається створення слабини канату для того, щоб можна було його зняти з гаку. Зазначимо, що для всіх проведених експериментів слабина канату була рівною 0,32 м.

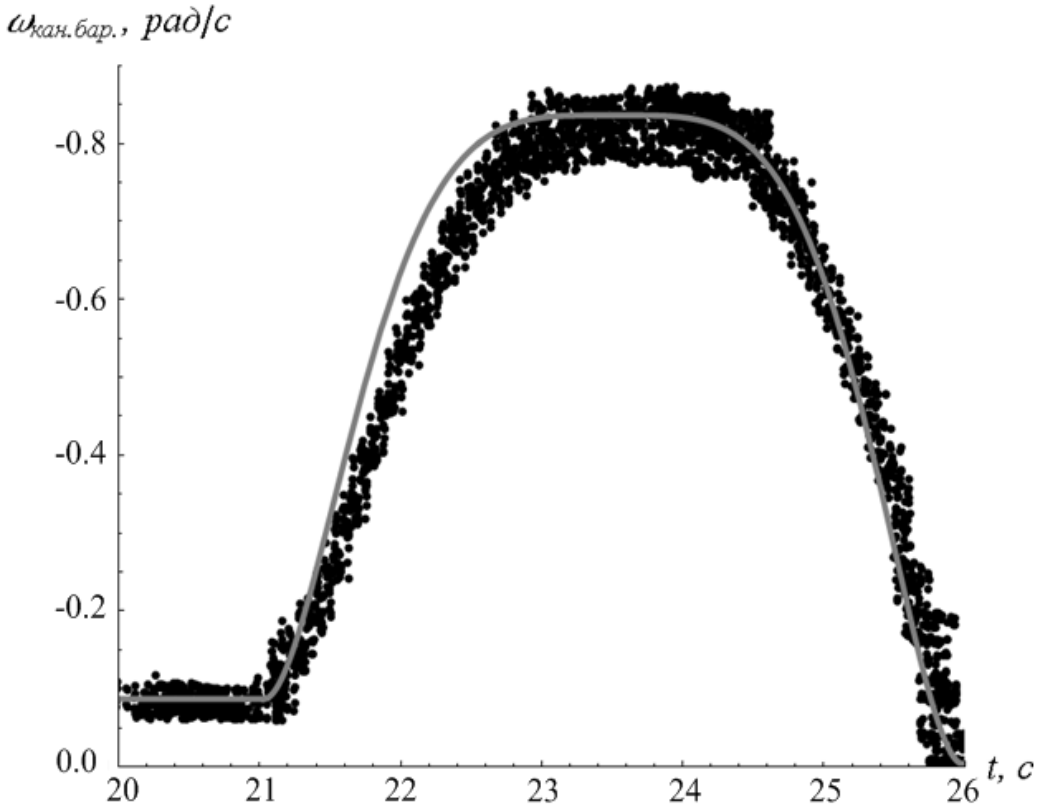
Єдиною характеристикою, яка дає оцінку якості реалізації оптимального режиму руху системи для даного режиму руху є кутова швидкість канатного барабана. На рис. 9.3 показано графіки, які відповідають вибору та створенню слабини канату (для режимів підйому та опускання вантажу відповідно).

Як і для графіків, що зображені на рис. 9.1-9.2, сіра лінія показує бажану характеристику кутової швидкості руху канатного барабана, а чорні точки – дані, які отримані експериментальним шляхом.

З графіків, які наведені на рис. 9.3, випливає, що експериментальні дані мають незначне відхилення від бажаної характеристики зміни кутової швидкості канатного барабану. Кількісну оцінку відхилення можна отримати проаналізувавши статистичні показники для цих експериментальних даних.



а)



б)

Рисунок 9.3 – Графіки кутової швидкості канатного барабану для режимів:

а) вибору слабини канату; б) створення слабини канату

Всі розраховані статистичні показники для другої серії експериментальних досліджень (в кутової швидкості руху канатного барабану) занесено у таблицю 9.2.

Таблиця 9.2 – Статистичні показники для кутової швидкості руху канатного барабану (режими вибору та створення слабини канату)

Статистичні показники	Режим	
	вибір слабини канату	створення слабини канату
Максимальне відхилення теоретичних та експериментальних даних, рад/с	0,12-0,21	0,08-0,19
Середнє квадратичне відхилення теоретичних та експериментальних даних, рад/с	0,05-0,08	0,05-0,09
Коефіцієнт варіації, %	12,2-26,7	11,1-30,2

Найбільше відхилення теоретичних та експериментальних даних кутової швидкості руху канатного барабану спостерігається у режимах зміни швидкості приводу (розгін та гальмування) (рис. 9.3). Причому експериментальні дані показують, що реальна кутова швидкість завжди „відстає” від бажаної (заданої) характеристики. Це вказує на те, що бажана швидкість руху приводу, яка задається шляхом зміни частоти та діючого значення напруги живлення приводного двигуна, відпрацьовується неточно, а з певними похибками, які, в першу, чергу залежать від динамічних характеристик частотного перетворювача та двигуна, тобто від тих елементів, які формують керовану дію у системі.

Насамкінець зазначимо, що незначна зміна кутової швидкості руху приводу зумовлює ще меншу зміну значення інтегрального оптимізаційного критерію [216]. Тому для режимів створення та вибору слабини канату реалізація заданої зміни кутової швидкості приводу „абсолютно точно” не

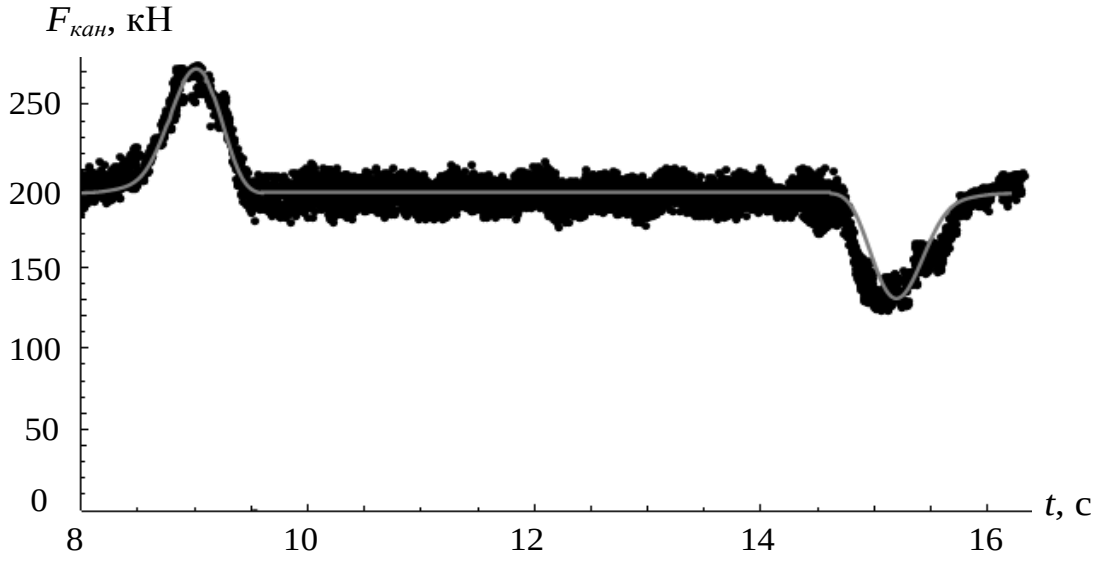
вимагається, оскільки це не призводить до значного зменшення значення оптимізаційного критерію.

9.3. Аналіз експериментальних даних для оптимального режиму підйому вантажу

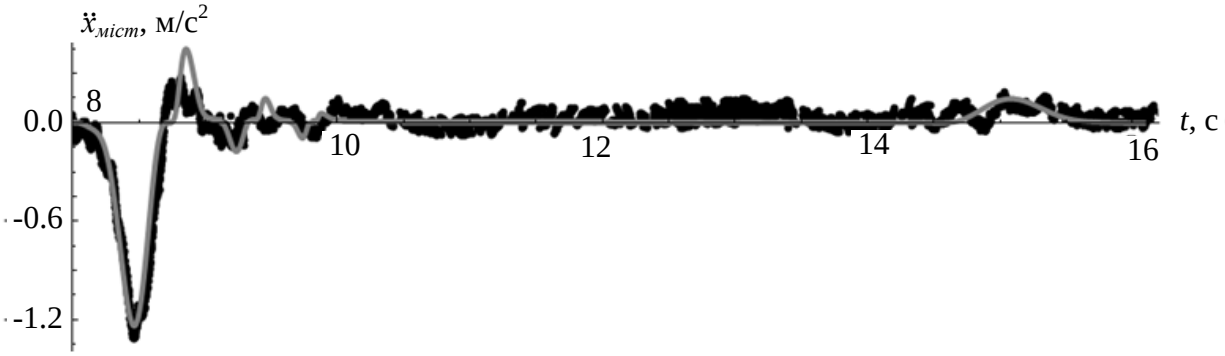
Для режиму підйому вантажу при реалізації оптимальних характеристик зміни швидкості приводу (при розгоні та гальмуванні) проведено 15 дослідів. При цьому у кожному досліді виміряно: зусилля у канаті, кутову швидкість руху канатного барабана, прискорення вантажу та прискорення кранового моста.

Для графічної інтерпретації отриманих даних побудуємо графіки виміряних фізичних величин для досліду № 11 (рис. 9.4). Даний дослід вибрано через те, що в ньому досліджено підйом найбільшого вантажу при найменших тривалостях зміни швидкості приводу механізму при переході від посадочної швидкості до усталеної.

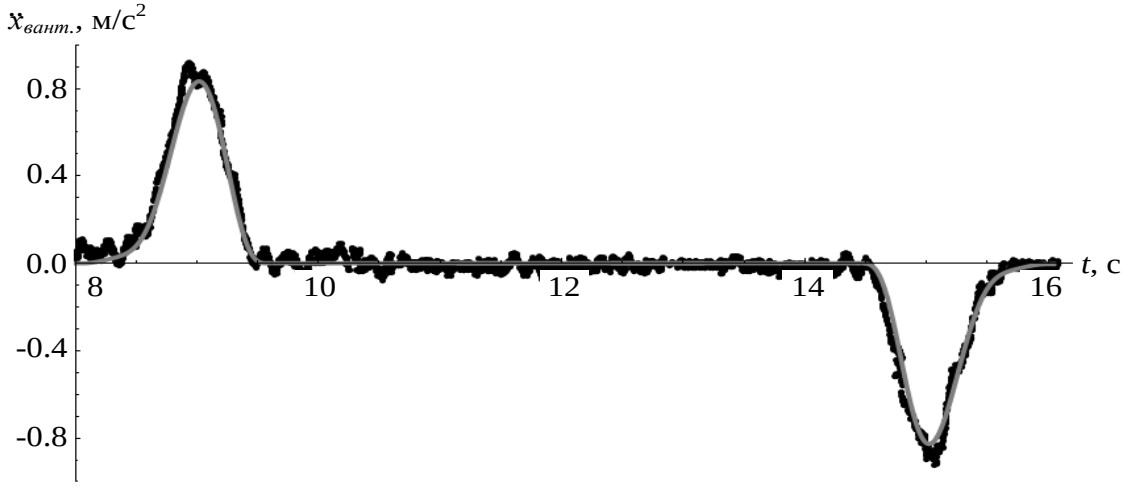
Суміщення графіків, які показані на рис. 9.3 (а) та рис. 9.4 (г) дає графік зміни кутової швидкості канатного барабана протягом усього режиму підйому вантажу [217].



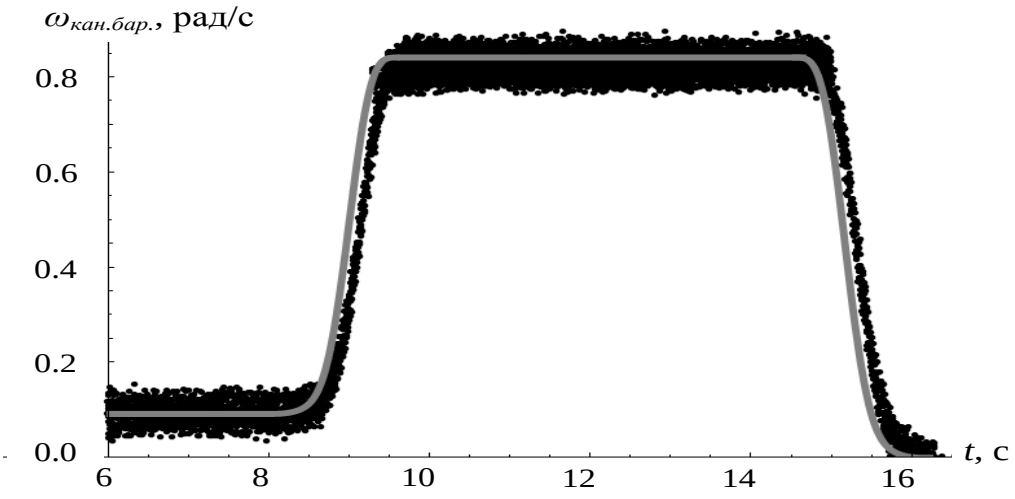
а)



б)



в)



г)

Рисунок 9.4 – Графіки кінематичних та динамічних характеристик при підйомі вантажу: а) зусилля у канаті; б) прискорення кранового моста; в) прискорення вантажу; г) кутова швидкість руху канатного барабана

Аналіз графіків, які представлені на рис. 9.4 показує, що найбільше значення зусилля у канаті виникає у моменту часу 9 сек і становить 272 кН (дослід № 11). Експериментальні дані, які отримані при проведенні досліду № 15, вказують на те, що подовження тривалості переходу між швидкостями руху канатного барабану до 8 сек зменшує це значення до 231 кН.

Для ґрунтовного аналізу отриманих даних наведемо рис. 9.5, на якому покажемо максимальні за абсолютними значеннями виміряні фізичні величини. На рис. 9.5 графік сірого кольору з круглими точками показує зусилля у канаті; графік чорного кольору з трикутними точками – прискорення у крановому мості; графік сірого кольору з трикутними точками – прискорення вантажу.

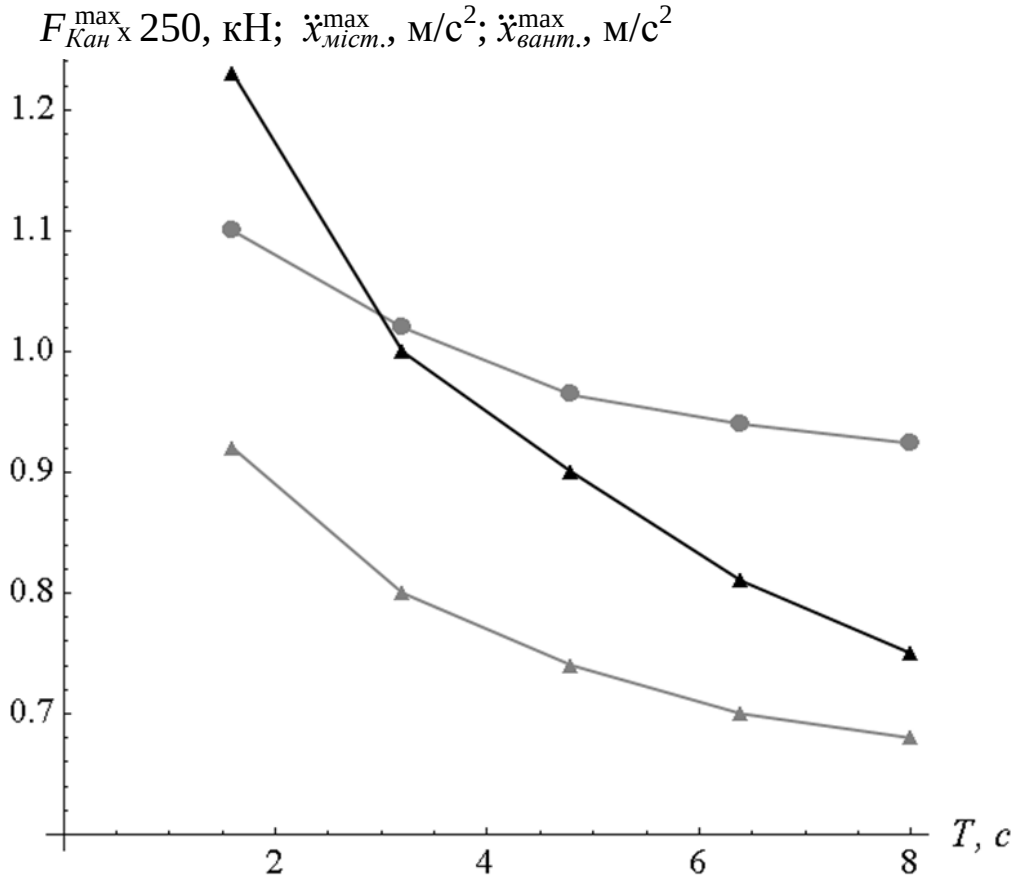


Рисунок 9.5 – Максимальні за абсолютними значеннями виміряні фізичні величини в залежності від тривалості зміни швидкості підйому/опускання вантажу

З рис. 9.5 видно, що подовження тривалості зміни швидкості підйому/опускання вантажу зумовлює зменшення максимальних значень зусилля у канаті та прискорень транспортного засобу, вантажу і кранового моста. Наприклад, вже при T=4,8 сек максимальне зусилля у канаті зменшується на 14,1% у порівнянні з такими ж значеннями при T=1,6 сек. При рівності всіх інших умов відбувається зменшення максимального прискорення вантажу на 24,3%, а максимального прискорення моста на 36,6%. Таким чином, збільшення тривалості циклу підйому/опускання вантажу на 3,2 сек дозволяє значно знизити динамічні навантаження у елементах системи. Нагадаємо, що наведені результати справедливі для вантажу номінальної маси. При подальшому збільшенні тривалості переходу від посадочної до номінальної швидкості руху приводу інтенсивність зменшення небажаних динамічних показників падає.

Для аналізу всіх отриманих експериментальних даних (для дослідів з 1 по 15) застосуємо регресійний аналіз [218] із використанням програмного продукту Mathematica [219]. Нагадаємо, що незалежними факторами у дослідах були маса вантажу та тривалість зміни швидкості підйому/опускання вантажу. Для проведення регресійного аналізу задамо модель залежності максимального зусилля у канаті:

$$F_{кан}^{\max} = a_0 + a_1 m_{вант} + a_2 T m_{вант} + a_3 T^3 m_{вант} + a_4 T m_{вант}^3, \qquad (9.1)$$

максимального прискорення вантажу:

$$\ddot{x}_{вант.}^{\max} = b_0 + b_1 T + b_2 T m_{вант}^2 + b_3 T^2 m_{вант}, \qquad (9.2)$$

максимального прискорення кранового моста:

$$\ddot{x}_{міст.}^{\max} = c_0 + c_1 T + c_2 T m_{вант} + c_3 T^2 m_{вант} + c_4 T^3 m_{вант} + c_5 T^2 m_{вант}^2, \qquad (9.3)$$

де $a_0 \ldots a_4$ – параметри регресійної моделі для максимального зусилля у канаті;

$b_0 \ldots b_3$ – параметри регресійної моделі для максимального прискорення вантажу;

$c_0 \ldots c_5$ – параметри регресійної моделі для максимального прискорення кранового моста. У моделях (9.1)-(9.3) виключені ті коефіцієнти, які є статистично незначущими. У таблиці 5.3 наведено результати розрахунку статистичних показників для моделей (9.1)-(9.3).

Для розрахованих регресійних функцій були знайдені коефіцієнти детермінації, які рівні: 0,9999 – для виразу (9.1); 0,9932 – для виразу (9.2); 0,9995 – для виразу (9.3). Ці значення близькі до одиниці, що вказує на те, що параметри моделей (9.1)-(9.3) оцінені досить точно. Всі розрахунки приведені для довірчої ймовірності 0,99.

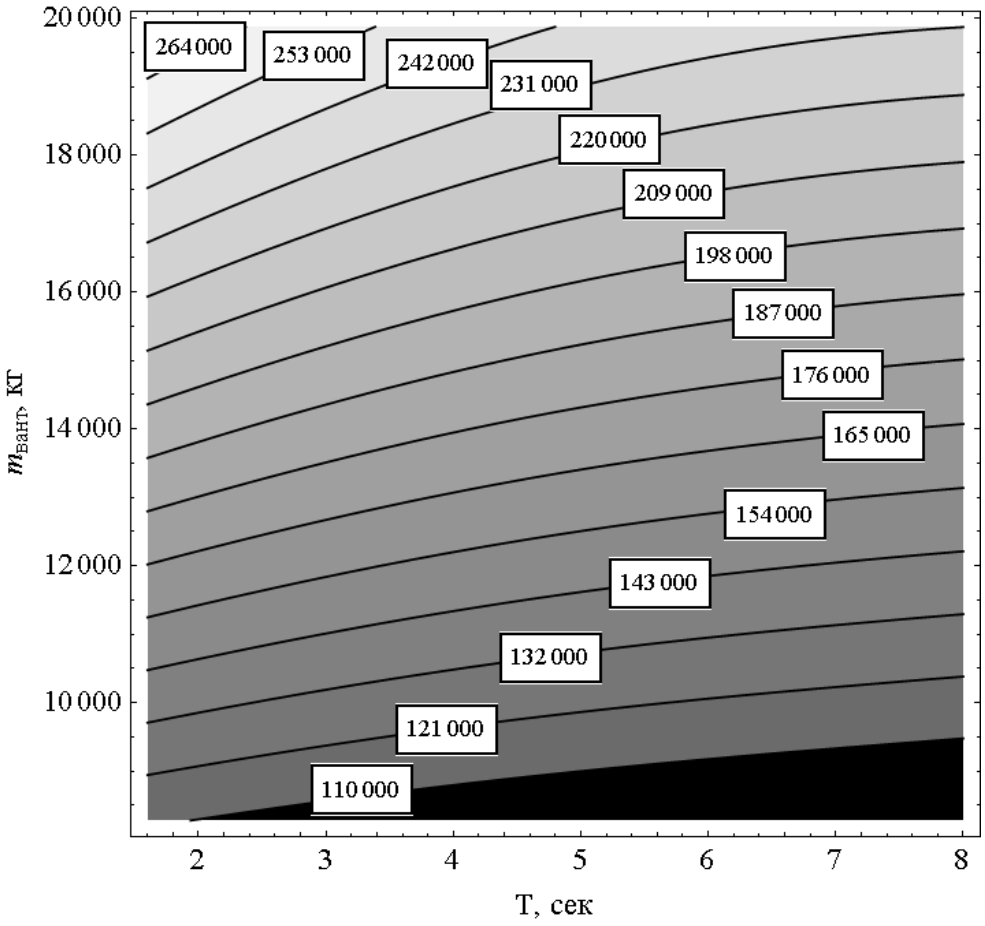
Таблиця 5.3 – Статистичні показники регресійних функцій (9.1)-(9.3)

Коефіцієнти регресійної моделі	Значення статистичних показників		
	Оцінка коефіцієнта	Стандартна похибка	Критерій Стьюдента
1	2	3	4
Максимальне значення зусилля у канаті $F_{кан}^{\max}$			
a_0	$-5{,}09 \cdot 10^{2}$	$5{,}99 \cdot 10^{-6}$	$-8{,}49 \cdot 10^{8}$
a_1	$1{,}49 \cdot 10^{1}$	$9{,}99 \cdot 10^{-2}$	$1{,}49 \cdot 10^{2}$
a_2	$-5{,}16 \cdot 10^{-1}$	$3{,}71 \cdot 10^{-3}$	$-1{,}38 \cdot 10^{1}$
a_3	$3{,}12 \cdot 10^{-3}$	$3{,}96 \cdot 10^{-5}$	$7{,}87 \cdot 10^{0}$
a_4	$-1{,}75 \cdot 10^{-10}$	$4{,}47 \cdot 10^{-12}$	$-4{,}13 \cdot 10^{0}$
Максимальне прискорення вантажу $\ddot{x}_{вант.}^{\max}$			
b_0	$1{,}09 \cdot 10^{0}$	$1{,}04 \cdot 10^{-2}$	$5{,}22 \cdot 10^{1}$
b_1	$-5{,}54 \cdot 10^{-2}$	$2{,}15 \cdot 10^{-3}$	$-8{,}77 \cdot 10^{0}$
b_2	$-1{,}49 \cdot 10^{-10}$	$3{,}53 \cdot 10^{-12}$	$-8{,}74 \cdot 10^{0}$
b_3	$3{,}96 \cdot 10^{-7}$	$3{,}32 \cdot 10^{-9}$	$5{,}99 \cdot 10^{0}$

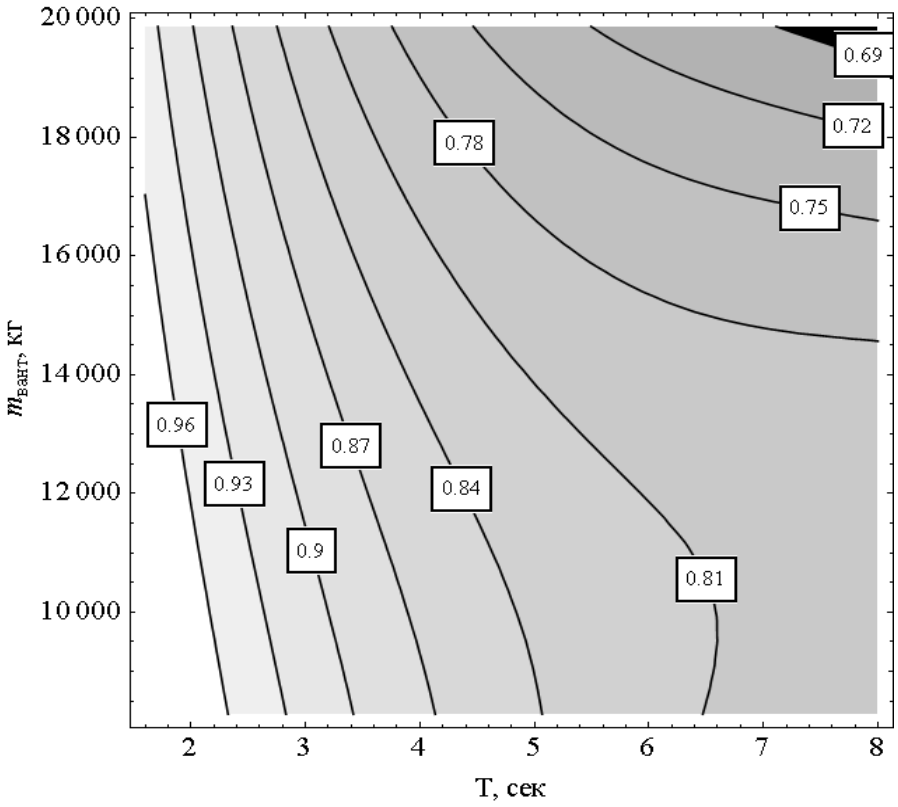
Продовження таблиці 9.3

1	2	3	4
Максимальне прискорення кранового моста $\ddot{x}^{\max}_{міст.}$			
c_0	$1{,}19\cdot10^{0}$	$2{,}71\cdot10^{-1}$	$4{,}34\cdot10^{1}$
c_1	$-1{,}31\cdot10^{0}$	$1{,}01\cdot10^{-1}$	$-1{,}32\cdot10^{1}$
c_2	$1{,}39\cdot10^{-4}$	$1{,}08\cdot10^{-5}$	$1{,}28\cdot10^{1}$
c_3	$-1{,}46\cdot10^{-4}$	$4{,}10\cdot10^{-6}$	$-3{,}58\cdot10^{0}$
c_4	$1{,}66\cdot10^{-5}$	$2{,}56\cdot10^{-7}$	$6{,}47\cdot10^{0}$
c_5	$-4{,}91\cdot10^{-9}$	$6{,}09\cdot10^{-11}$	$-8{,}05\cdot10^{0}$

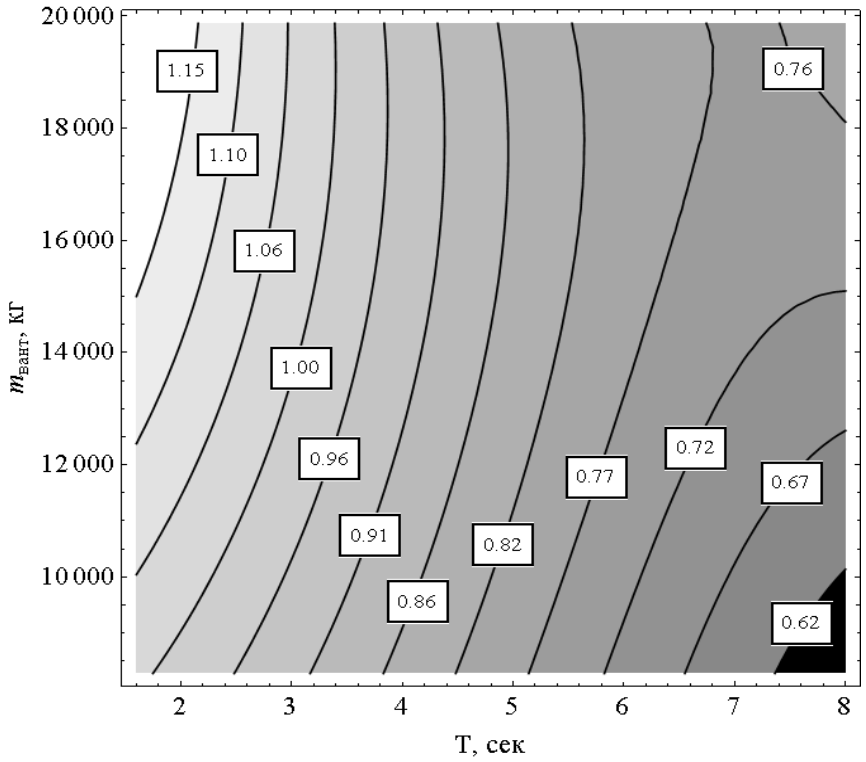
Для графічного представлення отриманих даних наведемо контурні поверхні, які відповідають регресійним моделям (9.1)-(9.3) із параметрами, що занесені у табл. 9.3 (рис. 9.5).



а)



б)



в)

Рисунок 9.5 – Котурні поверхні регресійних функцій (9.1)-(9.3):
а) максимального зусилля у канаті; б) максимального прискорення вантажу;
в) максимального прискорення кранового моста

Аналіз графіків, які наведені на рис. 9.5, показує, що на величини $\ddot{x}_{вант.}^{\max}$, $\ddot{x}_{міст.}^{\max}$ та $F_{кан}^{\max}$ мають впив обидва незалежні фактори (маса вантажу та тривалість зміни швидкості підйому/опускання вантажу). Величина $F_{кан}^{\max}$ значно залежить від маси вантажу. При будь-якому фіксованому значенні маси вантажу збільшення фактора T призводить до зменшення величини $F_{кан}^{\max}$, що підтверджує висновки, які зроблені у третьому розділі.

Порівняння отриманих даних при оптимальному керуванні та при прямому пуску двигуна показує, що значне зниження максимального зусилля у канаті досягається лише при T > 4 сек. Наприклад, при T=4,8 сек цей показник зменшується на 15,4% у порівнянні з режимом прямого пуску приводу. Максимальне прискорення кранового моста зменшується у 4,66 рази, а максимальне прискорення вантажу у 4,93 рази. Значне зниження прискорень кранового моста та вантажу можна пояснити плавністю руху приводу механізму підйому вантажу при реалізації оптимального керування.

9.4. Аналіз експериментальних даних для оптимального режиму опускання вантажу

Для режиму опускання вантажу при оптимальному переході від номінальної швидкості до посадочної необхідно встановити характер зміни зусилля у канаті, прискорення кранового моста та вантажу при варіації незалежних факторів. Нагадаємо, що для режиму опускання вантажу незалежні фактори і рівні їх варіювання аналогічні до тих, які наведені у табл. 7.5. Експерименти для цього режиму позначені номерами від 16 до 30.

Для експериментальних даних, які отримані при проведенні дослідів №16-30 знайдено регресійні функції, які апроксимують максимальні значення зусилля у канаті, прискорення кранового моста та вантажу в залежності від зміни незалежних факторів. Регресійна модель для максимального зусилля у канаті представляється у наступному вигляді:

$$F_{кан}^{\max} = d_0 + d_1 T + d_2 m_{вант} + d_3 T m_{вант} + d_4 T^2 m_{вант} + d_5 T^2 m_{вант}^2 + d_6 T m_{вант}^3, \quad (9.4)$$

для максимального прискорення вантажу:

$$\ddot{x}_{вант.}^{\max} = e_0 + e_1 T + e_2 T^3 m_{вант} + e_3 T m_{вант}^3, \quad (9.5)$$

для максимального прискорення кранового моста:

$$\ddot{x}_{міст.}^{\max} = f_0 + f_1 T + f_2 m_{вант} + f_3 T_{вант}^2 + f_4 T^2 m_{вант} + f_5 T^2 m_{вант}^2 + f_5 T m_{вант}^3, \quad (9.6)$$

де $d_0 \ldots d_6$ – параметри регресійної моделі для максимального зусилля у канаті;

$e_0 \ldots e_3$ – параметри регресійної моделі для максимального прискорення вантажу;

$f_0 \ldots f_5$ – параметри регресійної моделі для максимального прискорення кранового моста. У виразах (9.4)-(9.6) записано лише статистично значимі коефіцієнти. Розраховані параметри регресійних моделей наведені у таблиці 9.4.

Таблиця 9.4 – Статистичні показники регресійних функцій (9.4)-(9.6)

Коефіцієнти регресійної моделі	Значення статистичних показників		
	Значення коефіцієнта	Стандартна похибка	Критерій Стьюдента
1	2	3	4
Максимальне значення зусилля у канаті $F_{кан}^{\max}$			
d_0	$1{,}12 \cdot 10^3$	$1{,}39 \cdot 10^2$	$8{,}05 \cdot 10^1$
d_1	$-2{,}80 \cdot 10^3$	$5{,}30 \cdot 10^2$	$-5{,}28 \cdot 10^0$
d_2	$1{,}25 \cdot 10^1$	$1{,}04 \cdot 10^{-1}$	$1{,}19 \cdot 10^2$
d_3	$-0{,}48 \cdot 10^0$	$7{,}80 \cdot 10^{-2}$	$-6{,}09 \cdot 10^0$

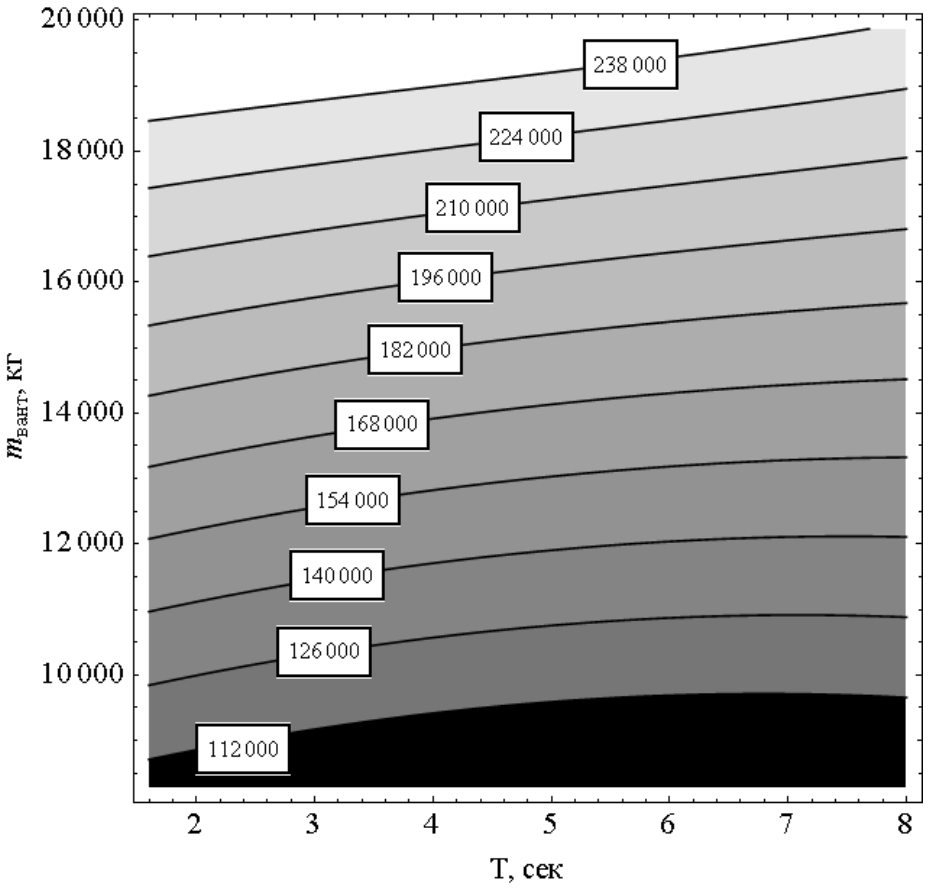
Продовження таблиці 9.4

1	2	3	4
d_4	$9{,}98\cdot10^{2}$	$1{,}20\cdot10^{-2}$	$7{,}95\cdot10^{0}$
d_5	$-5{,}42\cdot10^{-6}$	$6{,}68\cdot10^{-7}$	$-8{,}11\cdot10^{0}$
d_6	$1{,}34\cdot10^{-9}$	$1{,}41\cdot10^{-10}$	$9{,}54\cdot10^{0}$
Максимальне прискорення вантажу $\ddot{x}_{вант.}^{\max}$			
e_0	$9{,}93\cdot10^{-1}$	$6{,}76\cdot10^{-4}$	$1{,}46\cdot10^{2}$
e_1	$-3{,}57\cdot10^{-2}$	$2{,}71\cdot10^{-3}$	$-1{,}31\cdot10^{1}$
e_2	$1{,}49\cdot10^{-8}$	$4{,}56\cdot10^{-9}$	$3{,}25\cdot10^{0}$
e_3	$-3{,}19\cdot10^{-15}$	$5{,}67\cdot10^{-16}$	$-5{,}63\cdot10^{0}$
Максимальне прискорення кранового моста $\ddot{x}_{міст.}^{\max}$			
f_0	$9{,}58\cdot10^{-1}$	$3{,}47\cdot10^{-3}$	$2{,}76\cdot10^{2}$
f_1	$-5{,}33\cdot10^{-2}$	$1{,}32\cdot10^{-2}$	$-4{,}02\cdot10^{0}$
f_2	$2{,}15\cdot10^{-5}$	$2{,}62\cdot10^{-6}$	$8{,}22\cdot10^{0}$
f_3	$-1{,}22\cdot10^{-5}$	$1{,}96\cdot10^{-6}$	$-6{,}21\cdot10^{0}$
f_4	$1{,}35\cdot10^{-6}$	$3{,}13\cdot10^{-7}$	$4{,}29\cdot10^{0}$
f_5	$-4{,}98\cdot10^{-11}$	$1{,}67\cdot10^{-11}$	$-2{,}98\cdot10^{0}$
f_6	$2{,}04\cdot10^{-14}$	$3{,}53\cdot10^{-15}$	$5{,}78\cdot10^{0}$

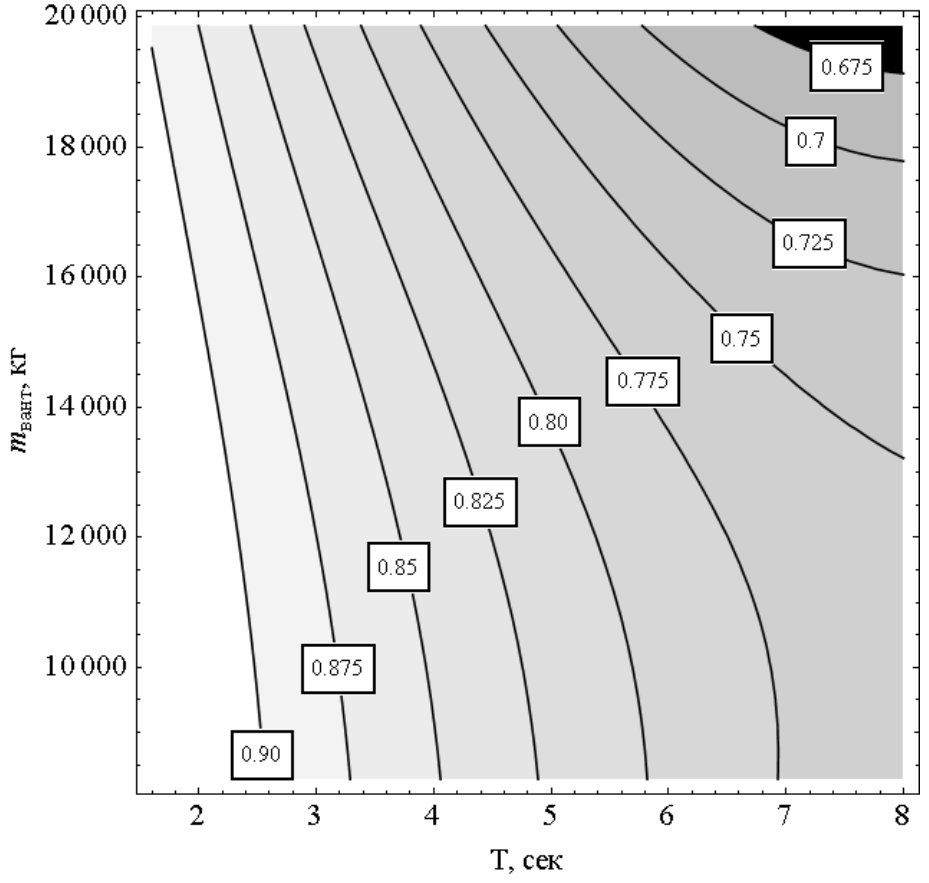
Для регресійних функцій (9.4)-(9.6) розраховані коефіцієнти детермінації, які рівні: 0,9916 – для виразу (9.4); 0,9999 – для виразу (9.5); 0,9990 – для виразу (9.6), що вказує на те, що параметри моделей (9.4)-(9.6) оцінені досить точно.

Наведені результати статистичних розрахунків справедливі для довірчої ймовірності 0,99.

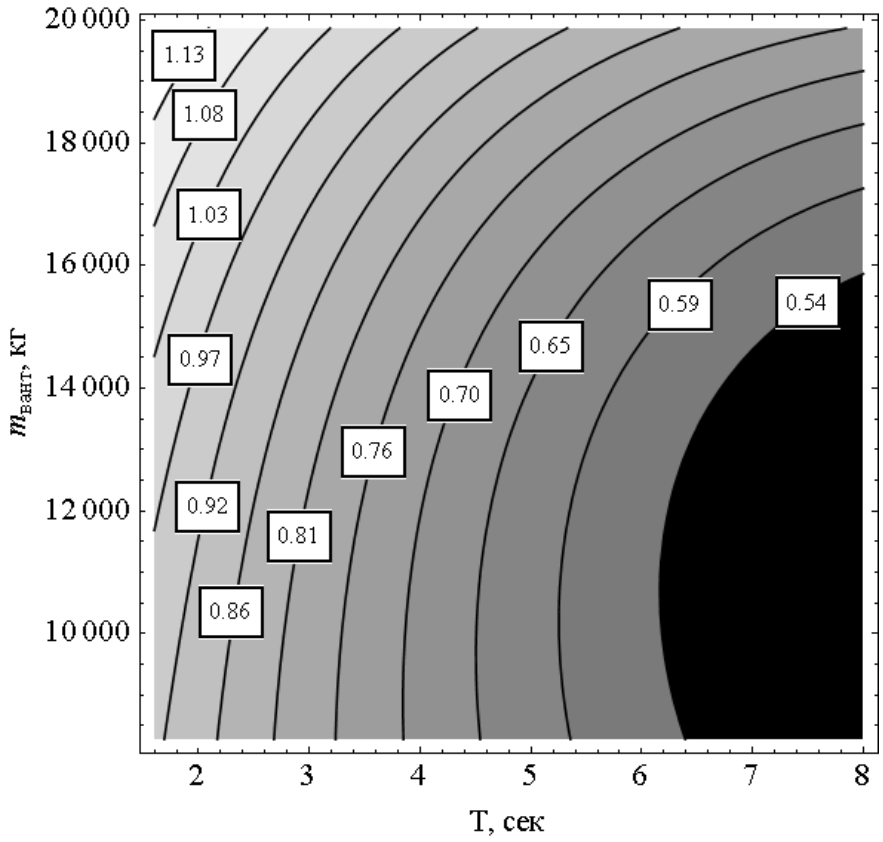
Графічну інтерпретацію розрахованих моделей (9.4)-(9.6) наведено на рис. 9.6.


20 000
18 000
16 000
14 000
12 000
10 000
$m_{\text{ваит}}$, кг
238 000
224 000
210 000
196 000
182 000
168 000
154 000
140 000
126 000
112 000
2
3
4
5
6
7
8
T, сек

а)


20 000
18 000
16 000
14 000
12 000
10 000
$m_{\text{ваит}}$, кг
0.675
0.7
0.725
0.75
0.775
0.80
0.825
0.85
0.875
0.90
2
3
4
5
6
7
8
T, сек

б)



в)

Рисунок 9.6 – Контурні поверхні регресійних функцій (5.4)-(5.6):
а) максимального зусилля у канаті; б) максимального прискорення вантажу;
в) максимального прискорення кранового моста

Аналіз графіків, які наведені на рис. 9.6, показує, що збільшення тривалості переходу між швидкостями підйому вантажу (від посадочної до номінальної і навпаки) зумовлює зменшення максимальних прискорень кранового моста та вантажу як при опусканні, так і при підйомі. Звичайно, при цьому збільшується тривалість циклу по підйому/опусканню вантажу. Однак, на основі аналізу експериментальних даних встановлено, що при збільшенні T до значення 4,8 сек значно зменшуються небажані динамічні показники і при цьому тривалість циклу підйому/опускання зростає незначно. Наприклад, максимальне зусилля у канаті зменшується на 13,8%, максимальне прискорення кранового моста зменшується у 3,76 рази, а максимальне прискорення вантажу у 4,05 рази порівнянні з режимом прямого пуску приводу [220].

Висновки до дев’ятого розділу

1. Проведено аналіз експериментальних даних при некерованому пуску механізму підйому вантажу та встановлено, що статистичні показники, які показують відхилення експериментальних даних від теоретичних розрахунків, незначні. Наприклад, коефіцієнт варіації для величини зусилля у канаті знаходиться в межах 10,1-16,2%, для прискорення транспортного засобу у межах 14,6-21,0 %, для прискорення кранового моста 9,6-10,9 %, для кутової швидкості руху канатного барабана 9,2-19,7 %. Це вказує на адекватність прийнятих у теоретичних розрахунках моделей.
2. При реалізації оптимального керування рухом механізму підйому вантажу спостерігалось незначне відхилення кутової швидкості канатного барабану від бажаної характеристики. Наприклад, для режиму вибору (створення) слабини канату середнє квадратичне відхилення теоретичних та експериментальних даних складає 0,05-0,09 рад/с при номінальній швидкості 3,45 рад/с. Вказані відхилення є наслідком недостатньо високих динамічних показників приводу та частотного перетворювача, неточному визначенні певних факторів (наприклад, сил тертя у кінематичних зачепленнях, поліспасті, а також параметрів електроприводу) та неврахованості у розрахунках люфтів і зазорів. Однак, незначні відхилення кутової швидкості руху барабану не викликають значного збільшенні оптимізаційних критеріїв.
3. На основі регресійного аналізу знайдено вирази (9.1)-(9.6), які описують залежність максимальних значень зусилля у канаті, прискорення вантажу, кранового моста та транспортного засобу від маси вантажу $m_{вант}$ та тривалості переходу між номінальною та посадочною швидкостями підйому (опускання) вантажу T. Аналіз знайдених виразів виявив, що величини небажаних динамічних показників значно залежать від величини T. Наприклад, для T=4,8 сек

максимальне зусилля у канаті при підйомі вантажу зменшується на 15,4% (на 13,8% для опускання); максимальне прискорення кранового моста зменшується у 4,66 рази (у 3,76 рази для опускання); максимальне прискорення вантажу у 4,93 рази (у 4,05 рази для опускання) у порівнянні з рухом механізму підйому вантажу, який відбувається при роботі приводного двигуна на природній механічній характеристиці. Подальше збільшення тривалості переходу між номінальною та посадочною швидкостями підйому (опускання) вантажу не призводить до значного зменшення небажаних динамічних показників роботи системи.

4. Значне зниження прискорень кранового моста та вантажу пояснюється плавністю руху приводного механізму при реалізації оптимального керування.

РОЗДІЛ 10
РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВПРОВАДЖЕННЯ

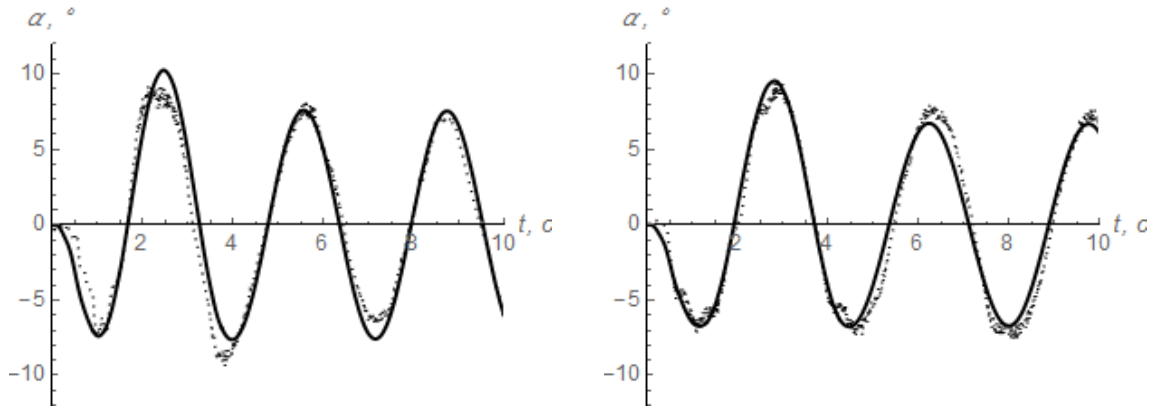
10.1. Результати експериментальних досліджень динаміки переміщення мостового крана при ручному керуванні

Експериментальні дослідження динаміки руху крана проводилися на природній механічній характеристиці електродвигунів механізму переміщення крана. Під час переміщення крана електричні сигнали з датчиків, що монтувалися на кранових механізмах передавались до аналого-цифровий перетворювача m-DAQ 14, який був з'єднаний з комп'ютером, а за допомогою програмного забезпечення отриманні данні зберігалися у масиви значень напруги, що дало змогу виконати в подальшому обробку та аналіз результатів. В ході експерименту використовувалися як цифрові, так і аналогові датчики. Дослідження динаміки переміщення крана мостового типу виконувалися згідно плану експерименту, який наведений у восьмому розділі (таб. 8.11).

У четвертому розділі проведений динамічний аналіз для мостового крана вантажопідйомністю 20 т. Аналогічно проведено динамічний аналіз для крана вантажопідйомністю 3.2 т, на якому проводились експериментальні дослідження. Отримані теоретично розраховані данні порівняні з експериментальними шляхом побудови графічних залежностей, які наглядно дають можливість провести порівняння та визначені статистичні показники.

Під час переміщення крана на природній механічній характеристиці двигунів механізму переміщення крана за допомогою кутового енкодера визначено відхилення вантажного канату від вертикалі. Для порівняння експериментальних та теоретичних даних розраховані статистичні показники, які наведені в таблиці 10.1.

Так, наприклад, при переміщені вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м та 3,1 м максимальний кут відхилення вантажу при експериментальному досліджені становить 9,35 ° та 9,69 ° (рис. 5.1), а коефіцієнти варіації 12,2% та 7,6% відповідно. Графічні залежності для експериментів № 1 та 2 наведено у додатку Р, на рисунку Р.1.



а б

Рисунок 10.1 – Відхилення вантажного канату від вертикалі при ручному керуванні під час переміщення вантажу мостовим краном масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною: а) 2,5 м; б) 3,1 м

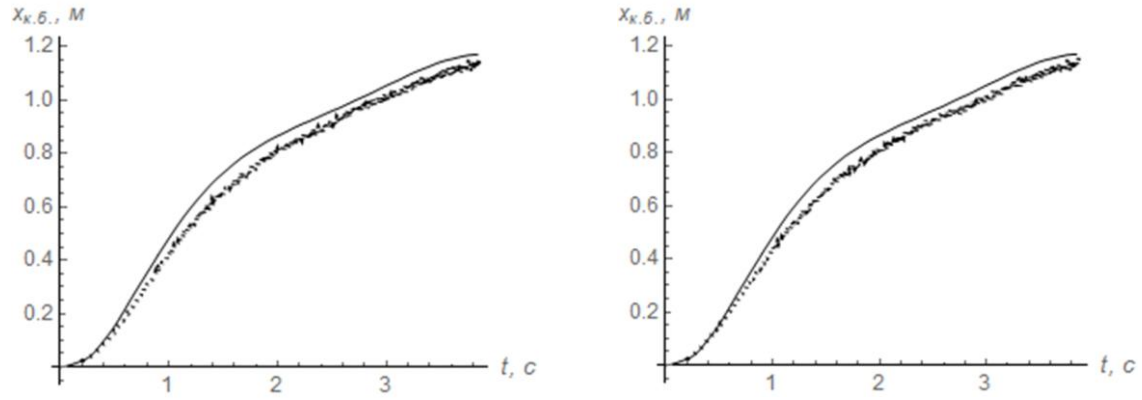
Таблиця 10.1

Статистичні показники відхилень теоретичних та експериментальних даних при ручному керуванні для відхилення вантажного канату від вертикалі

Номер експерименту	Дисперсія,	Середнє квадратичне відхилення	Коефіцієнт варіації, %
1	2,69674	1,6422	13,4
2	2,22606	1,492	12,3
3	2,13317	1,46054	12,2
4	0,863282	0,92784	7,6

За допомогою лінійних енкодерів визначено переміщення та швидкість кінцевих балок крана. Основні статистичні показники, що характеризують ступінь відхилення експериментальних даних від теоретичних наведено у

таблицях 10.2 та 10.3. Так, наприклад, під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі, довжиною 2,5 м коефіцієнти варіації для переміщення лівої (рис. 10.2 а) та правої (рис. 10.2 б) кінцевих балок становлять 7% та 6,6%, а для швидкості 14,2% та 12,8% відповідно (рис. 10.3). Графічні залежності переміщення для експериментів № 1, 2 та 3 наведено у додатку Р, на рисунках Р.3 - Р.5, а для швидкості Р.7 - Р.9



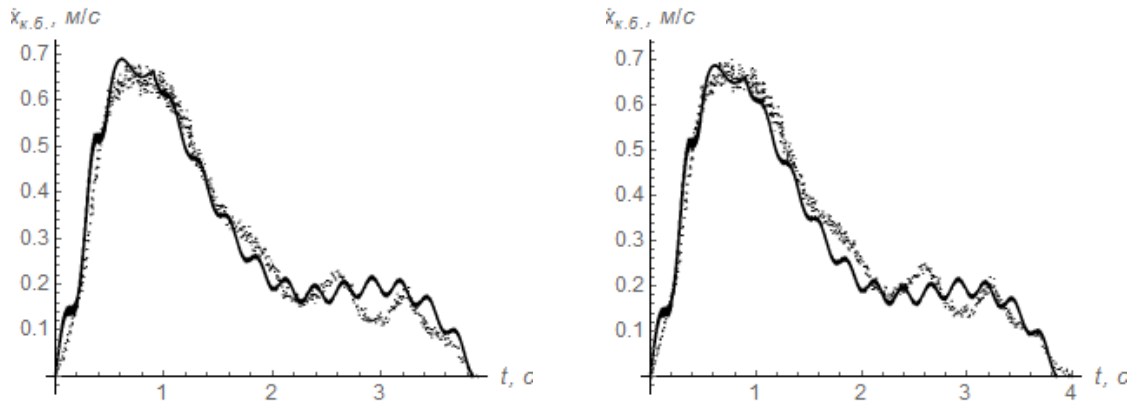
а б

Рисунок 10.2 – Переміщення кінцевих балок при ручному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м: а) ліва; б) права

Таблиця 10.2

Статистичні показники відхилень теоретичних та експериментальних даних при ручному керуванні для переміщення кінцевих балок крана

Номер експерименту	Дисперсія,	Середнє квадратичне відхилення	Коефіцієнт варіації, %	Дисперсія,	Середнє квадратичне відхилення	коефіцієнт варіації, %
	Переміщення лівої кінцевої балки крана			Переміщення правої кінцевої балки крана		
1	0,00251265	0,0501263	5,5	0,00224316	0,047362	5,2
2	0,00390418	0,0624834	7,8	0,00255456	0,0505427	6,3
3	0,00136761	0,0369812	4,5	0,00090835	0,0301389	3,6
4	0,00254293	0,0504274	7	0,00232689	0,0482379	6,6



а б

Рисунок 10.3 – Швидкість кінцевих балок при ручному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м: а) ліва; б) права

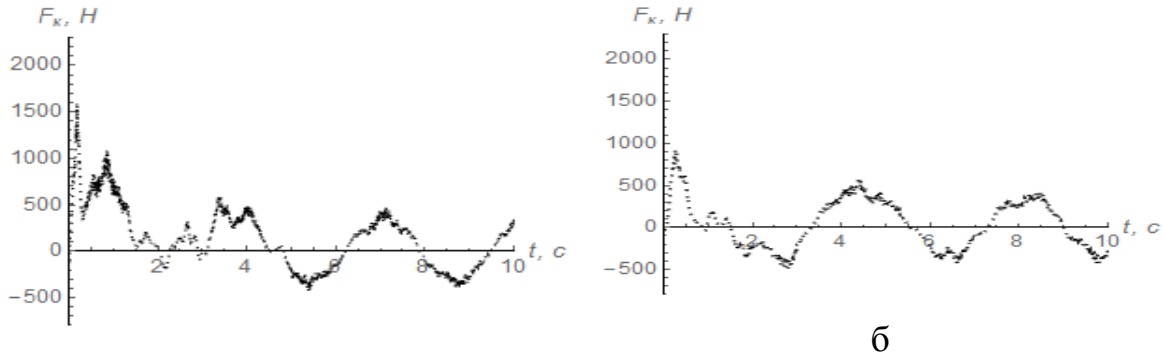
Таблиця 10.3

Статистичні показники відхилень теоретичних та експериментальних даних при ручному керуванні для швидкості кінцевих балок крана

Номер експерименту	Дисперсія,	Середнє квадратичне відхилення	Коефіцієнт варіації, %	дисперсія,	Середнє квадратичне відхилення	коефіцієнт варіації, %
	Швидкість лівої кінцевої балки крана			Швидкість правої кінцевої балки крана		
1	0,00368075	0,0606692	14,9765	0,00368308	0,0606884	15
2	0,00630091	0,0793783	20,9	0,0063114	0,0794443	20,9
3	0,00412998	0,0642649	23,3	0,00413228	0,0642828	23,3
4	0,00166049	0,0407491	14,2	0,00159363	0,0399203	12,8

За допомогою тензорезисторів вимірювались зусилля в мостовій балці крана у горизонтальній площині (рис. 10.4), а за допомогою S – подібного тензодатчика зусилля в канаті (рис. 10.5). Отримані данні оброблялися за допомогою функції низькочастотного фільтра [221], яка вбудована у Wolfram

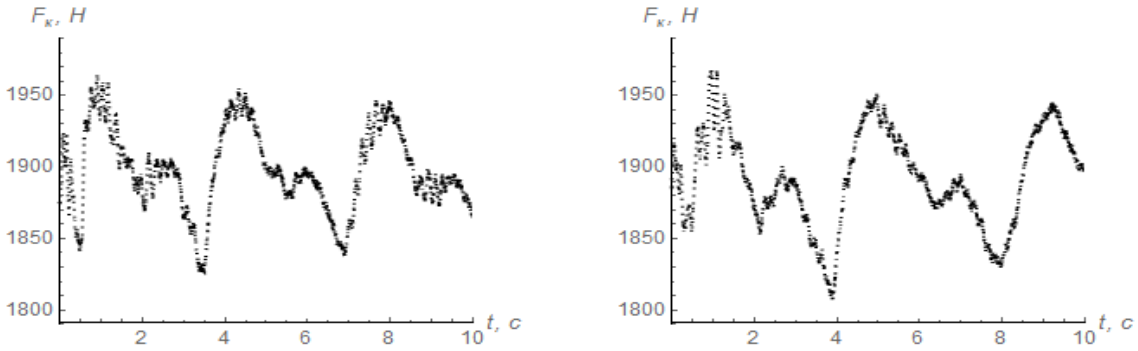
Mathematica. Для порівняння експериментальних даних з теоретичними необхідно використовувати більш складнішу математичну модель крана.



а б

Рисунок 10.4 – Зусилля в мостовій балці крана при ручному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною : а) 2,5 м; б) 3,1 м

Слід відмітити, що пікові динамічні навантаження діють на мостову балку крана саме під час пуску механізму переміщення крана. Також передаються зусилля на металоконструкцію крана від коливального процесу вантажу. Максимальне значення зусилля, що діє на міст крана, під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м становить 2408 Н, а з довжиною підвісу 3,1 м – 2752Н. Графічні залежності для експериментів № 1 та 2 наведено у додатку Р, на рисунку Р.11.



а б

Рисунок 10.5 – Зусилля в канаті при ручному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, закріпленому на гнучкому підвісі довжиною: а) 2,5 м; б) 3,1 м

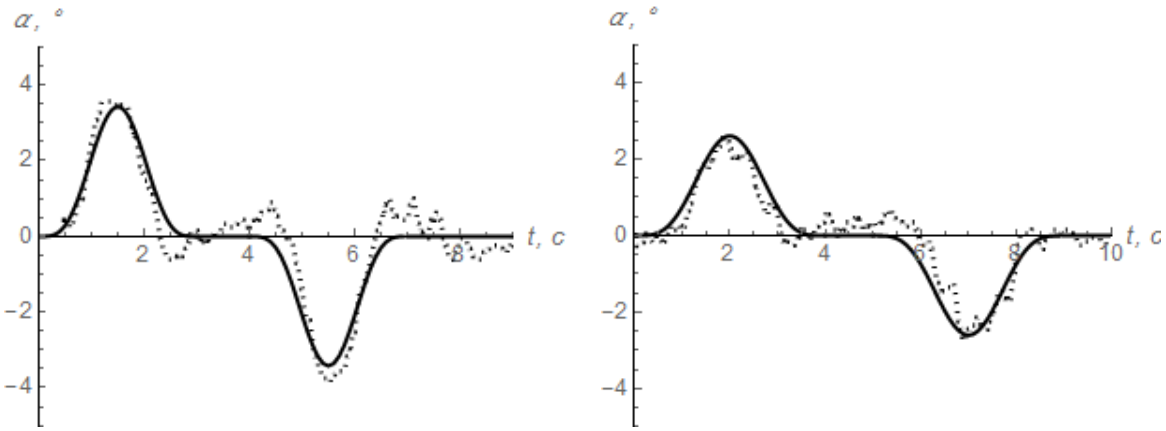
Аналізуючи рисунок 5.5, виявлено, що зусилля в канаті виникає від коливань вантажу. Максимальне значення зусилля при проведені експерименту №4 становить 1967 Н. Графічні залежності для експериментів № 1,2 та 3 наведено у додатку Р, на рисунках Р.13 та Р.14.

10.2. Результати експериментальних досліджень динаміки переміщення мостового крана при оптимальному керуванні

В шостому розділі розв'язані оптимізаційні задачі для перехідного процесу пуску. При аналізі отриманих результатів виявлено, що динамічні навантаження, що діють на металоконструкцію, зводяться до мінімуму (для тримасової динамічної моделі крана) при оптимізації за критерієм середньоквадратичного зазначення зміни інтенсивності зусилля, тому при проведенні експериментальних досліджень використовувався синтезований закон саме для цього критерію.

Експериментальні дослідження при оптимальному керуванні краном проводились згідно плану наведеного у восьмому розділі (таб. 8.12) та використовувалося теж саме вимірювально-реєструюче обладнання, що і для експериментальних досліджень переміщення крана на природній механічній характеристиці двигунів механізму переміщення крана. Оптимальне керування реалізовувалось за допомогою частотного перетворювача, комп'ютера із спеціально розробленого програмного забезпечення, за допомогою якого розраховувано масиви швидкостей з використанням даних про масу вантажу і довжину канату, що були отримані з розробленого мікроконтролерного пристрою, який, в свою чергу, визначав останні за допомогою електричних датчиків.

Отриманні данні з кутового енкодера, який вимірював відхилення вантажного канату відносно вертикалі під час всього процесу переміщення вантажу краном оброблені та порівняні з теоретичними результатами.



а б

Рисунок 10.6 – Відхилення вантажного канату від вертикалі при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, з тривалістю перехідних процесів а) 3 с; б) 4 с

Таблиця 10.4

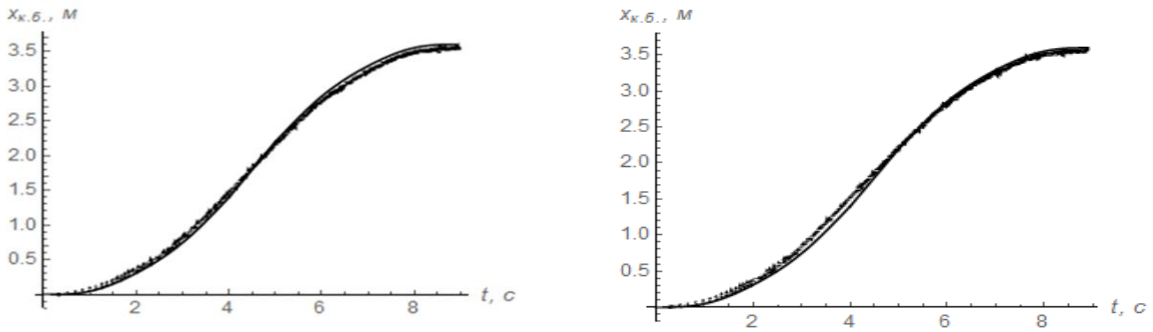
Статистичні показники відхилень теоретичних та експериментальних даних при оптимальному керуванні для відхилення вантажного канату від вертикалі

Номер експерименту	Дисперсія	Середнє квадратичне відхилення	Коефіцієнт варіації, %
1	0,724293	0,851054	10,9
2	0,108458	0,329329	6,8
3	0,766336	0,875406	12,2
4	0,121912	0,349159	7
5	0,306878	0,553966	11,2
6	0,171113	0,413658	8,6
7	0,245224	0,495201	9,8
8	0,141872	0,376659	7,5

При переміщені крана максимальне відхилення вантажного канату відбуваються під час перехідних процесів пуску і гальмування і відповідно становлять 3,85° та 3,57°. Під час переміщення крана на усталеній швидкості відхилення вантажного канату незначні. Коефіцієнт варіацій для

експериментів №7 і 8 становить 9,8% та 7,5% відповідно. Слід відмітити, що при збільшені часу перехідних процесів пуску та гальмування відхилення вантажного канату від вертикалі зменшуються. Основні статистичні показники, що характеризують ступінь відхилення експериментальних даних від теоретичних наведено у таблиці 5.4, а графічні залежності для експериментів № 1 - 6 наведено у додатку Р, на рисунках Р.1 - Р.3.

Для перевірки реалізації керуючого впливу при оптимальному керуванні виміряні переміщення та швидкості кінцевих балок крана (рис. 10.7-10.10) за допомогою датчиків переміщення. Отриманні експериментальні данні оброблені та порівнянні з теоретичними, а їх основні статистичні показники наведено у таблиці 10.5 та 10.6 відповідно для переміщення та швидкості. Коефіцієнти варіації для переміщення лівої та правої кінцевих балок для експерименту № 8 становлять 3,1% та 3,4%. З рис. 10.8 та 10.9 видно, що кран розганяється плавно, після досягнення усталеної швидкості при експериментальному дослідженні відбуваються незначні коливання швидкості, що зумовлені нерівністю підкранового шляху та тертям об реборди коліс. При збільшенні часу перехідних процесів кранового механізму переміщення мостової балки під час розгону та гальмування відбуваються більш плавніше. Коефіцієнти варіації для переміщення лівої та правої кінцевих балок для експерименту № 8 становлять 6,4% та 6,8%.



а б

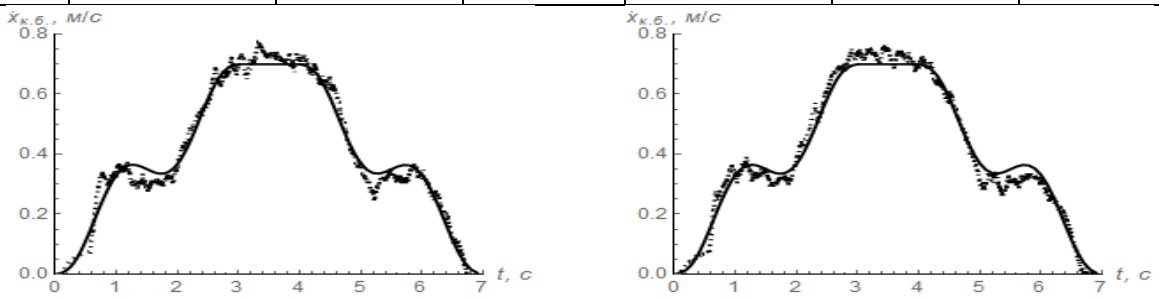
Рисунок 10.7 – Переміщення кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, з тривалістю перехідного процесу 4 с : а) ліва; б) права

Графічні залежності, що відображають переміщення кінцевих балок при оптимальному керуванні (експерименти №1 - 7) наведені у додатку Р, на рисунках Р.5 - Р.11, а швидкості (експерименти №1 - 6) Р.13 - Р.18.

Таблиця 10.5

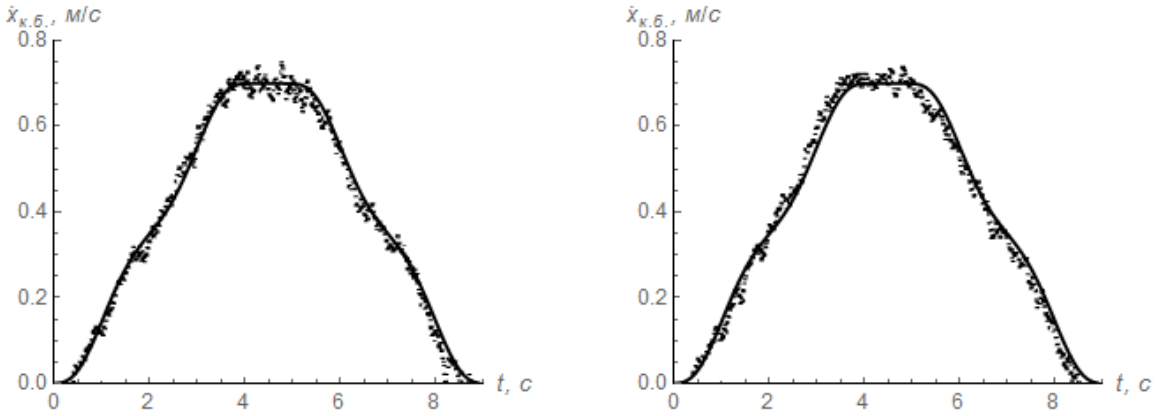
Статистичні показники відхилень теоретичних та експериментальних даних при оптимальному керуванні

Номер	Дисперсія,	Середнє квадратичне відхилення	Коефіцієнт варіації, %	Дисперсія,	Середнє квадратичне відхилення	Коефіцієнт варіації, %
	Переміщення лівої кінцевої балки крана			Переміщення правої кінцевої балки крана		
1	0,00374008	0,0611562	4	0,00480162	0,0692937	4,6
2	0,00456945	0,0675977	3,5	0,00352692	0,0593879	3,1
3	0,00311631	0,0558239	3,8	0,00352662	0,0593853	4
4	0,00602101	0,0775952	4,2	0,0053138	0,0728958	4
5	0,00380161	0,0616572	4,1	0,00478163	0,0691494	4,6
6	0,00426568	0,0653122	3,5	0,00442264	0,066503	3,5
7	0,00526301	0,0725466	4,8	0,0088942	0,0943091	6
8	0,00346223	0,0588407	3,1	0,00388172	0,0623035	3,4



а б

Рисунок 10.8 – Швидкість кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, з тривалістю перехідного процесу 3 с : а) ліва; б) права



а б

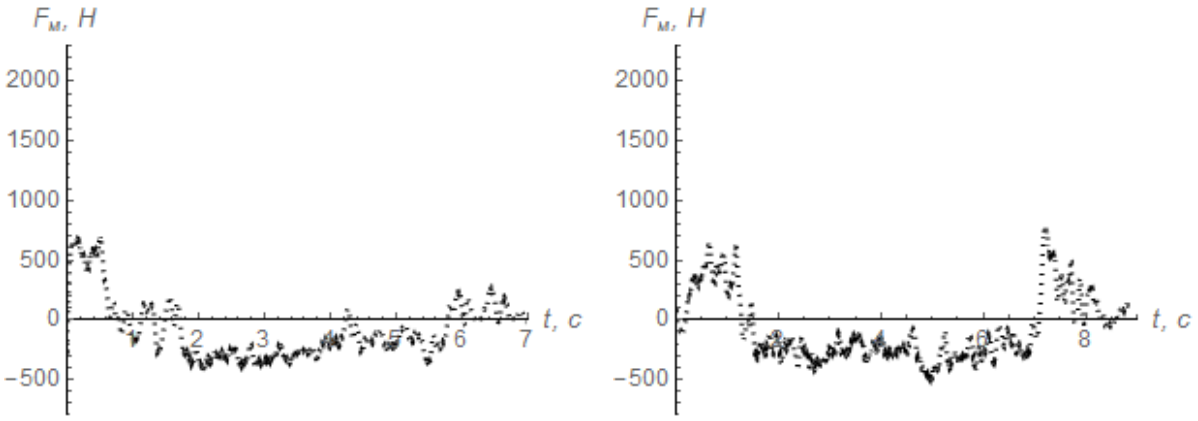
Рисунок 10.9 – Швидкість кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, з тривалістю перехідного процесу 4 с : а) ліва; б) права

Таблиця 10.6

Статистичні показники відхилень теоретичних та експериментальних даних при оптимальному керуванні

Номер експерименту	Дисперсія,	Середнє квадратичне відхилення	Коефіцієнт варіації, %	Дисперсія,	Середнє квадратичне відхилення	Коефіцієнт варіації, %
	Швидкість лівої кінцевої балки крана			Швидкість правої кінцевої балки крана		
1	0,00083502	0,0288967	6,8	0,00075233	0,0274286	6,4
2	0,00116241	0,0340941	7,8	0,00128888	0,0359009	8,2
3	0,00060823	0,0246623	5,8	0,00059239	0,024339	5,7
4	0,00067854	0,0260489	6,1	0,00070397	0,0265323	6,1
5	0,00060433	0,0245832	5,7	0,00058601	0,0242076	5,5
6	0,00065789	0,0256493	5,9	0,0004675	0,0216208	5
7	0,00111536	0,033397	7,5	0,0010289	0,0320752	7,3
8	0,00059661	0,0244256	6,4	0,0007682	0,027716	6,8

Також, як для ручного, так і для оптимального керування визначено зусилля в канаті (рис. 10.10) та в мостовій балці крана (рис. 10.11). Отриманні данні були оброблені за допомогою високочастотного фільтра та представлені у вигляді графічних залежностей.

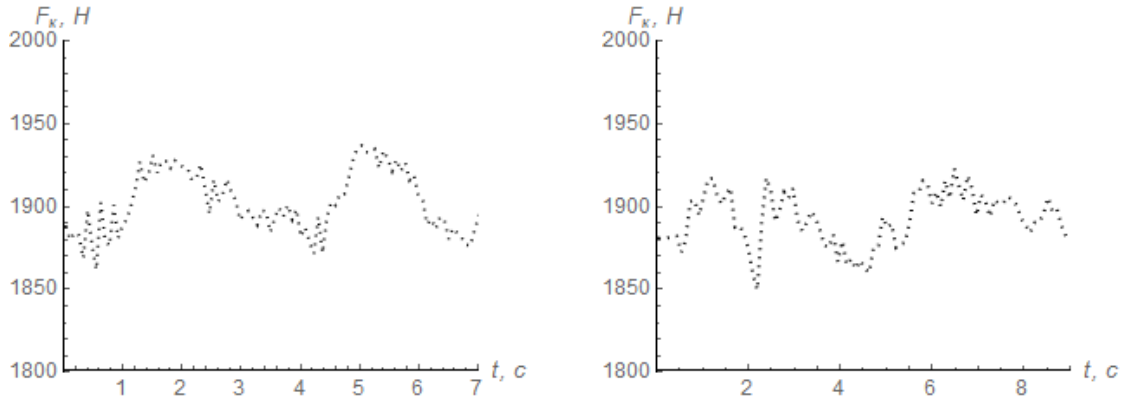


а б

Рисунок 10.10 – Зусилля в мостовій балці крана при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, з тривалістю час перехідного процесу: а) 3 с б) 4 с

Слід відмітити, що пікові динамічні навантаження діють на мостову балку крана саме під час пуску механізму переміщення крана. Також передаються зусилля на металоконструкцію крана від коливального процесу вантажу. Максимальне значення зусилля, що діє на міст крана під час переміщення вантажу масою 152 кг, який закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м з тривалістю часом перехідних процесів пуску/гальмування 3 секунди становить 705 Н, а з часом перехідних процесів пуску/гальмування 4 секунди 769 Н, збільшення зусилля в мостовій балці крана при оптимальному керуванні з часом перехідних процесів зумовлено нерівністю підкранового шляху та перекосом мостової балки крана. Графічні залежності для експериментів № 1, 2 та 5 - 8 наведено у додатку Р, на рисунку Р.21, Р.23 та Р.24.

З рис. 10.11 видно, що зусилля в канаті виникає від коливань вантажу. Максимальне значення зусилля при проведені експериментів №6 та №7 становить 1937 Н та 1932 Н відповідно. Графічні залежності для експериментів № 1 - 5 та №7, 8 наведено у додатку Р, на рисунках Р.25, Р.26 та Р.28.



а б

Рисунок 10.11 – Зусилля в канаті при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, з тривалістю перехідного процесу а) 3 с; б) 4 с

10.3. Порівняння ручного та оптимального режимів керування мостовим краном

При ручному керуванні пікові динамічні навантаження виникають під час перехідного процесу пуску і становить 1139 Н. При переміщенні крана на усталеній швидкості динамічні навантаження виникають від коливань вантажу, амплітуда яких становить 503 Н (рис. 10.13).

При оптимальному керуванні пікові зусилля в мостовій балці, які виникають під час перехідних процесів становлять під час пуску 408 Н, що на 64% менше ніж при ручному керуванні. При переміщенні крана на усталеній швидкості динамічні зусилля в крановому мості незначні і становлять ±146 Н, що на 71% менше в порівнянні з ручним керуванням.

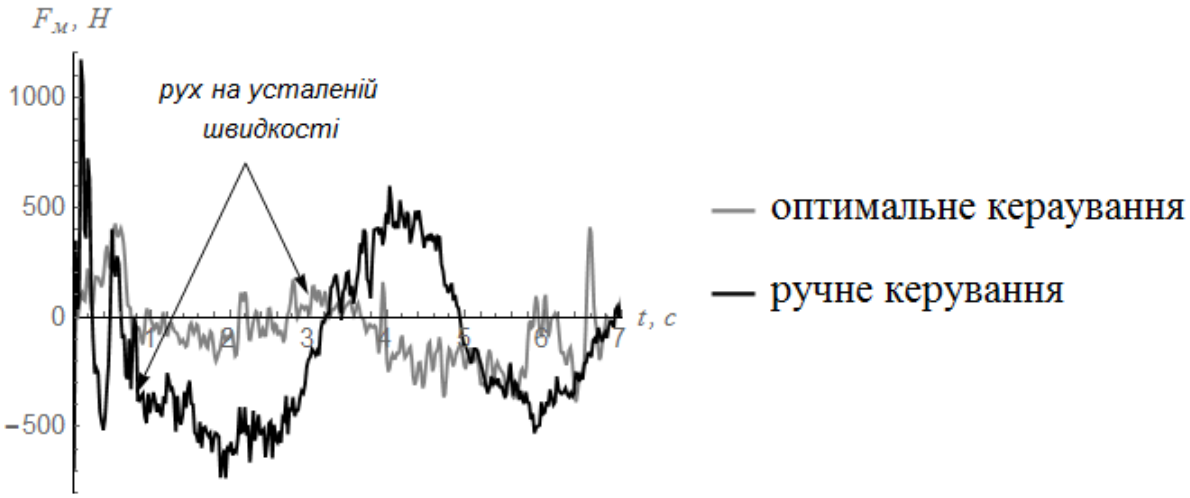


Рисунок 10.13 – Зусилля, що діє в мостовій балці крана у горизонтальній площині під час переміщення при оптимальному та ручному керуванні

Також під час проведення експерименту вимірювалося зусилля в гілці вантажного канату за допомогою S – подібного тензодатчика. Отримані данні при оптимальному та ручному керуванні приведені у вигляді графічної залежності (рис. 10.14).

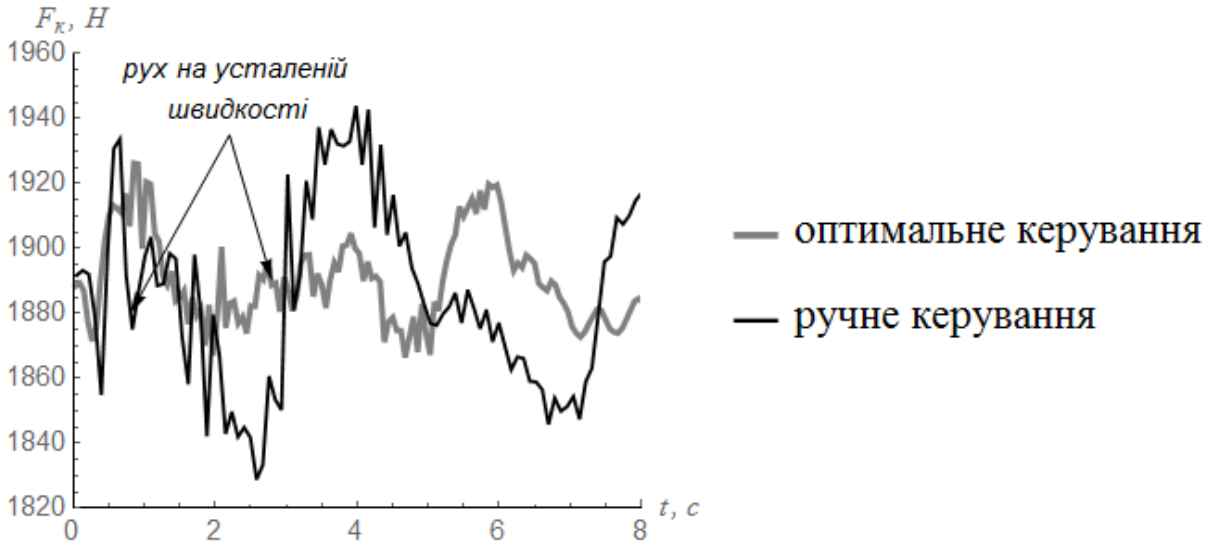


Рисунок 10.14 – Зусилля в гілці вантажного канату під час переміщення при оптимальному та ручному керуванні

З рис. 10.14 видно, що переміщення крану супроводжується динамічними навантаженнями, що виникають у вантажному канаті, вони

мають місце як для ручного, так і для оптимального керування. Коливальні навантаження в гілці канату і безпосередньо залежать від маси вантажу, який переміщує кран. При ручному керуванні максимальна амплітуда зусилля становить 53 Н, а при оптимальному керуванні становить 27 Н, що на 49% менше в порівнянні з ручним керуванням. Слід відмітити, що під час переміщення крана на усталеній швидкості, максимальні зусилля в канаті становлять 21 Н, що на 61% менше у порівнянні з ручним керуванням.

Для наглядного порівняння коливань вантажного канату відносно вертикалі при експериментальних дослідженнях переміщення крана при з оптимальним та ручним керуванням представлено у вигляді графічної залежності (рис. 10.15).

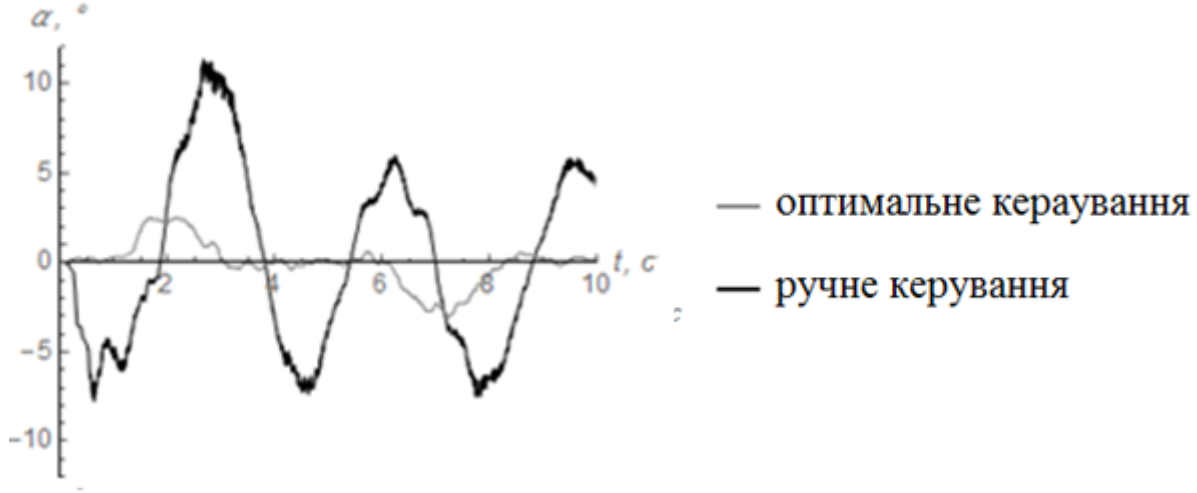


Рисунок 10.15 – Коливання вантажу відносно вертикалі при оптимальному та ручному керуванні

З рис. 10.15 видно, що при оптимальному керуванні максимальне відхилення вантажу зменшується на 57% в порівнянні з ручним.

Розглянемо експериментальні данні отримані з акселерометрів, що монтувались на кінцевих балках крана (рис. 10.16 а) та (рис. 10.16 в). Розгін крана при ручному керуванні супроводжується різкою зміною прискорення вібрацій кінцевих балок крана, максимальне значення яких становить 4,31 м/с^2 для лівої балки, а для правої - 4,19 м/с^2. Максимальні значення вібрацій кінцевих балок на початку переміщення крана свідчить, що саме під час

пуску механізму переміщення крана виникають пікові динамічні навантаження на металоконструкції, що підтверджено отриманими даними з тензометричного моста експериментальним шляхом.

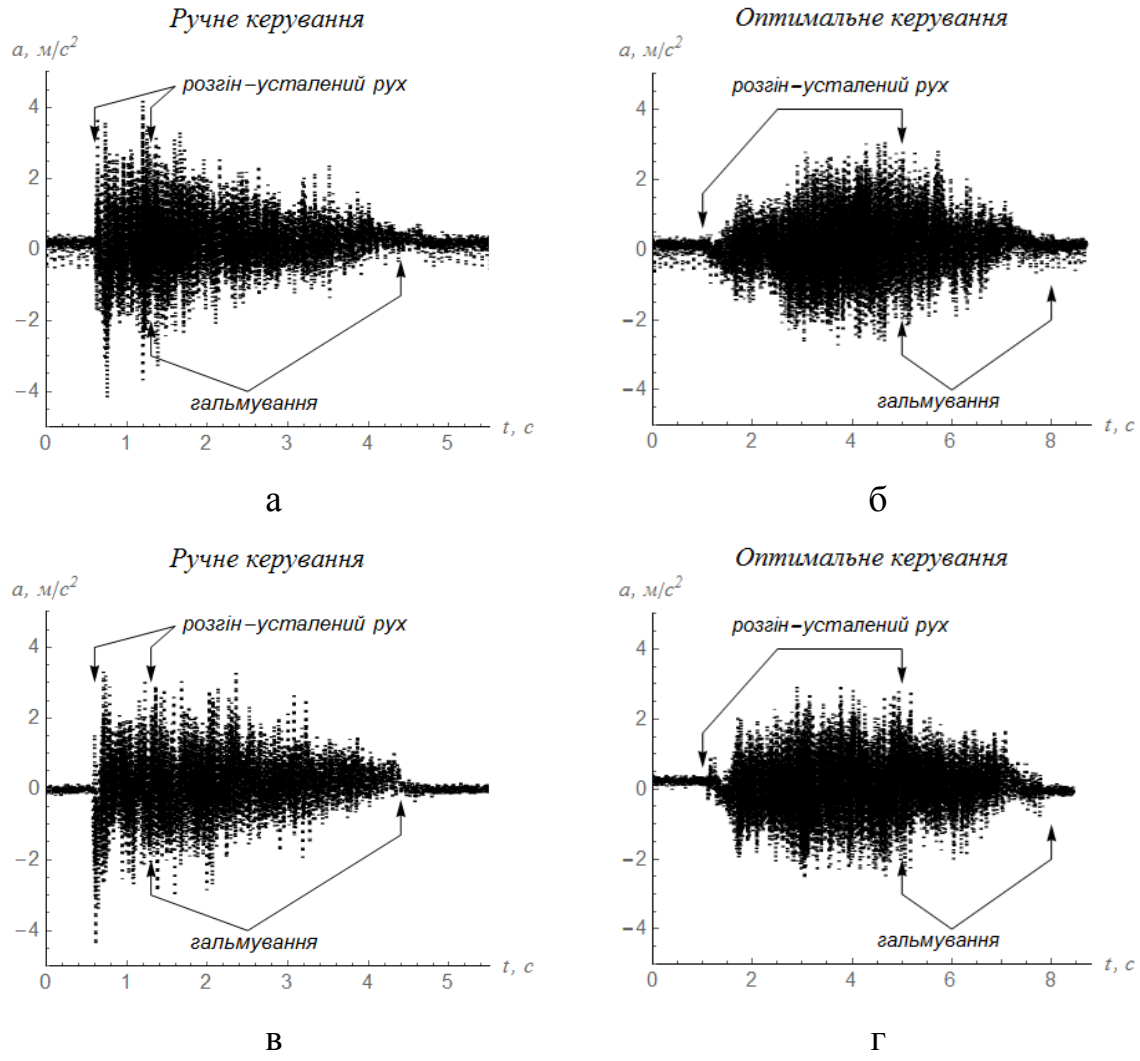


Рисунок 10.16 – Прискорення коливань кінцевих (ліва – а, б, права – в, г) балок крана в горизонтальній площині під час переміщення крана при (а, в) ручному та (б, г) оптимальному керуванні

Після зупинки вібрації плавно затухають протягом 3,2 с. При оптимальному керуванні прискорення вібрацій кінцевих балок наростають плавно, максимальні значення досягаються під час переміщення крана на усталеній швидкості, які становить для лівої балки 2,79 м/с^2, а для правої 3,11м/с^2. Така різниця зумовлена тертям коліс об реборди та нерівностями підкранового шляху. При порівнянні максимальних значень прискорень

вібрацій під час всього процесу переміщення крана оптимальне керування дає змогу значення останнього зменшити на 35% для лівої балки, а для правої - на 26%. Слід відмітити, що при оптимальному керуванні під час пуску двигунів механізму переміщення крана вібрації наростають плавно без різких ривків. В результаті обробки експериментальних даних визначені максимальні та мінімальні значення досліджуваних параметрів крана при оптимальному та ручному керуванні, які наведені у таблиці 10.7 і таблиці 10.8 відповідно. Аналіз експериментальних даних показав, що за допомогою частотного перетворювача з комп'ютерним керуванням та розробленим мікроконтролерним пристроєм для визначення довжини канату та маси вантажу оптимальне керування забезпечує значне зменшення динамічних навантажень на металоконструкцію під час переміщення крана мостового типу.

Таблиця 10.7

Максимальні значення характеристик крана отриманих експериментальним шляхом при оптимальному керуванні

Номер експерименту		1	2	3	4	5	6	7	8
Зусилля у вантажному канаті, Н	макс. мін.	1522 1483	1517 1470	1514 1467	1518 1477	1932 1855	1919 1864	1940 1853	1928 1845
Зусилля, що діє у мостовій балці крана, Н	макс. мін.	1110 -562	529 -854	693 -408	770 -517	1105 -302	832 -357	408 -375	877 -239
Відхилення вантажного канату від вертикалі, °	макс. мін.	4,1 -3,9	2,6 -2,7	4 -3,8	2,5 -3,1	4,1 -3,8	2,5 -3,7	3,6 -3,8	2,6 -2,8
Прискорення лівої кінцевої балки, м/с^2	макс. мін.	2,5 -,4	2 -2,5	2,5 -2,5	2,4 -2,5	3,7 -3,9	3,1 -3,7	3,5 -3,8	2,2 -2,8
Прискорення правої кінцевої балки, м/с^2	макс. мін.	2,4 -2	2 -2	2,4 -2,4	2,3 -2,4	3,4 -3,1	3 -3,9	3,2 -3,6	2,6 -3,1

Таблиця 10.8

Максимальні значення характеристик крана, отриманих експериментальним шляхом при ручному керуванні

Параметр		Номер експерименту			
		1	2	3	4
Зусилля у вантажному канаті, Н	макс.	1516	1546	1965	1968
	мін.	1450	1440	1824	1807
Зусилля, що діє у мостовій балці крана, Н	макс.	1605	930	1227	1139
	мін.	-424	-485	-456	-716
Відхилення вантажного канату від вертикалі, °	макс.	8,4	9,6	9,2	11,4
	мін.	-9	-7,7	-9,4	-7,8
Прискорення лівої кінцевої балки, м/с^2	макс.	3,1	3,4	6,2	3,4
	мін.	-4,4	-2	-4,4	-4,3
Прискорення правої кінцевої балки, м/с^2	макс.	4,6	3,9	5	4,1
	мін.	-5	-2,3	-4,7	-4,2

10.4. Рекомендації щодо реалізації оптимальних законів руху

Системи керування мостовим краном дають змогу реалізовувати оптимальні закони руху, які відповідають правилам безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів [222]. Для керування приводним асинхронним електродвигуном використовується скалярне керування [223-225] за допомогою частотних перетворювачів [226, 227]. У відповідності до визначеного наперед оптимального закону руху змінюється частота струму живлення [228] за таким виразом:

$$f_p = \frac{\omega_p \cdot f_н}{\omega_н}, \qquad (10.1)$$

де f_p – розрахована оптимальна частота струму живлення;

ω_p – розрахована оптимальна швидкість електродвигуна;

$f_н$ – номінальна частота струму живлення;

$\omega_н$ – номінальна швидкість обертання електродвигуна.

Для розрахунків оптимальної частоти струму живлення необхідно визначати параметри механічної системи, які змінюються під час експлуатації крана, а саме довжина канату та маса вантажу, тому така система керування має бути із зворотнім зв’язком. Для цієї задачі застосовуються електричні датчики (аналогічно, як і для проведення експериментальних досліджень). Для розрахунків масивів частот напруги живлення використовується мікроконтролер, який має цифрові входи/виходи аналого-цифрові перетворювачі та послідовний інтерфейс передачі данних. Для визначення довжини гнучкого підвісу енкодер підключається до цифрових портів вводу/виводу з використанням переривань. Маса вантажу визначається за допомого тензометра типу ДНК [229], який вибирається в залежності від вантажопідйомності крана. ДНК тензодатчик кріпиться безпосередньо на гілку вантажного канату. Для вимірювання рівня сигналу з тензодатчика можна використати як інструментальний підсилювач, так і 24-х бітний аналого-цифровий перетворювач.

Рисунок 10.17 – Тензодатчик типу ДНК

Для підключення частотного перетворювача мікроконтролера необхідно перетворювач інтерфейсу UART-RS485, що дасть змогу відправляти масиви частоти напруги живлення в певний момент часу, які

розрахує мікроконтролер з урахуванням отриманих даних з датчиків про довжину канату та масу вантажу. При включені системи керування до частотного перетворювача останній відправляє команди налаштування, після чого програма очікує на сигнал з пульта керування. При натисканні клавіші на пульті керуванні мікроконтролер розраховує масиви частоти напруги живлення електродвигуна та перетворює у керуючий сигнал, який з мікроконтролера проходить через перетворювач інтерфейсу з періодом 0.1с до частотного перетворювача, останній, в свою чергу, керує двигуном механізму переміщення крана. До частотного перетворювача підключаються гальма електропривода та самі двигуни кранового механізму переміщення. Під час натискання кнопки пуску електропривода кранового механізму сигнал подається на мікроконтролер, який розраховує перше значення швидкості за оптимальним законом руху для 0,1 секунди, яке відправляється на частотний перетворювач для реалізації керуючого впливу на електропривод. Далі відбувається перевірка натискання кнопки пуску, якщо кнопка натиснута, тоді мікроконтролер розраховує наступне значення швидкості для електропривода та відправляє це значення до частотного перетворювача. Процес розрахунку швидкості та перевірки натискання кнопки повторюється до кінця руху крану. Для розрахунку швидкості використовуються значення маси вантажу та довжини канату, які вимірюються за допомогою датчиків. Кожне розраховане значення напруги живлення для перехідного процесу пуску додатково записується у масив. При перевірці контролером натискання кнопки пуску виявлено, що кнопка була відпущена для гальмування крана відправляються значення частоти напруги, які були збережені у додатковому масиві у зворотному порядку.

Таке керування можна застосувати і для інших приводів кранових механізмів, але для цього необхідно синтезувати інші закони для переміщення візка та підйому/опускання вантажу. Функціональна схема такої системи зображена на рис. 10.13.

Для кранів, приводи яких не оснащені частотними перетворювачами, в цілях економії коштів можна використати один частотний перетворювач для керування всіма механізмами переміщення. Тоді в залежності від того, який механізм необхідно провести в дію буде включатися магнітний пускач, цим самим до частотного перетворювача буде підключатися відповідний електродвигун, яким необхідно керувати.

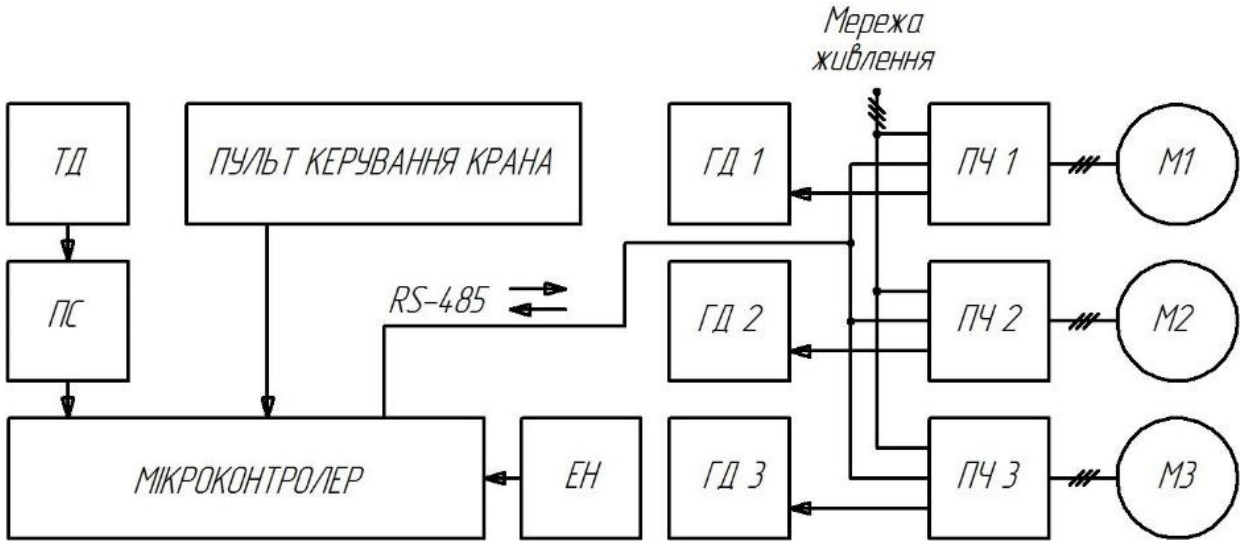


Рисунок 10.18 – Функціональна блок схема системи оптимального керування мостовим краном: ТД – тензодатчик; ПС – підсилювач сигналу тензодатчика; ЕН – енкодер; ГД – гальма двигуна; ПЧ – перетворювач частоти; М – приводний двигун

10.5. Розрахунок економічної ефективності від впровадження системи оптимального керування мостовим краном

Річна продуктивність крана визначається за формулою:

$$Q_{річ} = \frac{60 \cdot T}{t_ц} \cdot Q \cdot K_{доб} \cdot K_{річ} \cdot K_{ван}, \qquad (10.2)$$

де T – дійсний фонд робочого часу машини протягом року Т ≈ 2496год;

Q – вантажопідйомність крана $Q = 20$т;

$K_{доб}$ – коефіцієнт використання крана за часом протягом доби, $K_{доб} = 0{,}5$;

$K_{річ}$ – коефіцієнт використання крана за часом протягом року, $K_{річ} = 0{,}6$;

$K_{ван}$ – коефіцієнт використання крана за вантажопідйомністю, $K_{ван} = 0{,}5$;

$t_ц$ – тривалість циклу роботи для крана обладнаного системою для усунення коливань вантажу.

Тривалість робочого циклу крана при перевантажувальних роботах:

$$t_ц = \sum t + \sum t_д, \tag{10.3}$$

де $\sum t$ – час, що витрачається на операції по переміщенню вантажу краном;

$\sum t_д$ – сумарний час виконання допоміжних операцій.

Сумарний час виконання допоміжних операцій:

$$\sum t_д = t_{зах} + t_{зн} + t_{нав} + t_{засп}, \tag{10.4}$$

де $t_{зах}$ – час, затрачений на стропування або захват вантажу;

$t_{зн}$ – час, затрачений на знімання вантажу;

$t_{зах}$ – час, затрачений на позиціонування вантажу;

$t_{зах}$ – час, затрачений на заспокоєння коливань вантажу.

Час на операції по переміщенню вантажу краном:

$$\sum t = t_{під} + t_{пер.в.} + t_{пер.к.}, \tag{10.5}$$

де $t_{під}$ – час підйому/опускання вантажу;

$t_{пер.в.}$ – час переміщення візка;

$t_{пер.к.}$ – час переміщення крана.

$$\sum t = 25{,}43 + 18 + 26 = 69{,}43c.$$

Час на операції по підйому вантажу краном:

$$t_{під} = \frac{2H}{V_{під}} + t_п, \tag{10.6}$$

де H – середня висота підйому вантажу;

V – середня швидкість підйому;

$t_п$ - тривалість розгону і гальмування механізму.

$$t_{під} = \frac{2 \cdot 4}{0,7} + 14 = 25,43\,\text{с}.$$

Час на операції по переміщенню кранового візка:

$$t_{пер.в.} = \frac{2S_{в.}}{V_{пер.в.}} + t_{п}, \qquad (10.7)$$

де S – середня довжина переміщення візка;

$V_{пер.в.}$ – середня швидкість переміщення візка;

$t_{п}$ - тривалість розгону і гальмування механізму.

$$t_{пер.в.} = \frac{2 \cdot 4}{2} + 14 = 18\,\text{с}.$$

Час на операції по переміщенню крана:

$$t_{пер.\ к.} = \frac{2S_{к.}}{V_{пер.к.}} + t_{п}, \qquad (10.8)$$

де S – середня довжина переміщення крана;

$V_{пер.к.}$ – середня швидкість переміщення крана;

$t_{п}$ - тривалість розгону і гальмування механізму.

$$t_{пер.к.} = \frac{2 \cdot 12}{2} + 14 = 26\,\text{с}.$$

Сумарний час виконання допоміжних операцій при ручному керуванні:

$$\sum t_{д} = 50 + 40 + 10 + 10 = 110c.$$

Сумарний час виконання допоміжних операцій при оптимальному керуванні:

$$\sum t_{д} = 50 + 40 + 10 + 0 = 94c.$$

За формулою (10.3) визначимо тривалість робочого циклу крана при перевантажувальних роботах при оптимальному та ручному керуванні відповідно:

$$t_{ц.р.} = 110 + 69,43 = 179,43\,\text{с};$$

$$t_{ц.о.} = 94 + 69,43 = 163\ ,43\,\text{с}.$$

Визначимо продуктивність крана відповідно при оптимальному та ручному керуванні:

$$Q_{річ.р.} = \frac{60 \cdot 2496}{179,43} \cdot 20 \cdot 0,5 \cdot 0,6 \cdot 0,5 = 2503,95 \text{т/рік};$$

$$Q_{річ.о.} = \frac{60 \cdot 2496}{163,43} \cdot 20 \cdot 0,5 \cdot 0,6 \cdot 0,5 = 2749,09 \text{т/рік}.$$

Знайдемо різницю продуктивності:

$$\Delta Q_{річ} = 2749,09 - 2503,95 = 245,14 \text{ т/рік}.$$

Продуктивність роботи крана за годину при ручному керуванні становить 1,003т/год, при такій продуктивності протягом року зекономиться 244,36год/рік, місячна оплата праці кранівника становить 14000грн/міс, а за одну годину 67,31грн/год. Тоді за рахунок підвищення продуктивності економічний ефект становитиме 16441 грн/рік.

Висновки до десятого розділу

1. Оптимальне керування електроприводом механізму переміщення мостового крана дає змогу зменшити пікові значення динамічних навантажень в мостовій балці крана під час перехідного процесу пуску на 64% в порівнянні з ручним керуванням, а при переміщенні крана на усталеній швидкості динамічні зусилля в крановому мості зменшуються на 71%.
2. Зусилля в канаті при оптимальному керуванні зменшуються на 49% в порівнянні з ручним керуванням, а при переміщенні крана на усталеній швидкості, зусилля зменшується на 61%.
3. При оптимальному керуванні під час перехідного процесу пуску/гальмування максимальне відхилення вантажного канату від вертикалі зменшується в порівнянні з ручним на 47%. Під час переміщення крана на усталеній швидкості амплітуда відхилення знаходиться в межах ±0,7°.
4. Отримані данні з акселерометрів показали, що прискорення кінцевих балок при пуску крана на природній характеристиці електродвигунів механізму переміщення крана відразу досягають пікових значень, а при оптимальному керуванні вібрації плавно наростають.
5. Для розробки повноцінної системи керування, яка працює без участі комп’ютера і дає змогу реалізовувати оптимальне керування та зменшити динамічні навантажень в металоконструкції мостового крана запропоновано функціональну схему на базі мікроконтролера.

РОЗДІЛ 11
РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ РОБОТИ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗМОМ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ КРАНА ПРОЛЬОТНОГО ТИПУ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЇЇ ЗАСТОСУВАННЯ

11.1. Розробка алгоритму роботи системи керування механізму підйому вантажу

Для реалізації оптимального керування рухом механізму підйому вантажу необхідно використати мехатронний підхід [230-234], який дозволяє ефективно виконати розробку системи керування приводом механізму підйому вантажу, врахувати фактичні збурення у системі та оптимізувати взаємодію оператора крана з інтелектуальним обладнанням.

Мехатронна система механізму підйому вантажу складається з пристроїв (датчиків, мікроконтролерів, силових електричних перетворювачів, засобів передачі даних), які працюють за певними алгоритмами. Основні вимоги до мехатронного обладнання, яке використовується у системі керування механізмом підйому вантажу, наведено у роботі [29].

Одним із важливих питань при реалізації оптимального керування механізмом підйому вантажу є розробка правил (алгоритму) її функціонування. Будь-яка мехатронна система працює за певним алгоритмом, який по-суті визначається записаними у внутрішню пам’ять обчислювального пристрою (мікроконтролера або мікрокомп’ютера) програмами. У даному підпункті наведемо алгоритм роботи механізму підйому вантажу, який включає використання знайдених у третьому розділі оптимальних законів руху механізму підйому вантажу (рис. 11.1).

Робота алгоритму починається із самодіагностики апаратної частини (датчиків, частотного перетворювача та електродвигуна механізму підйому вантажу) та програмного забезпечення (перевірка цілісності

найвідповідальніших програмних модулів або всієї програми [235, 236]). Далі оператор вводить потрібну кінцеву довжину канату, тобто задає висоту підйому вантажу.

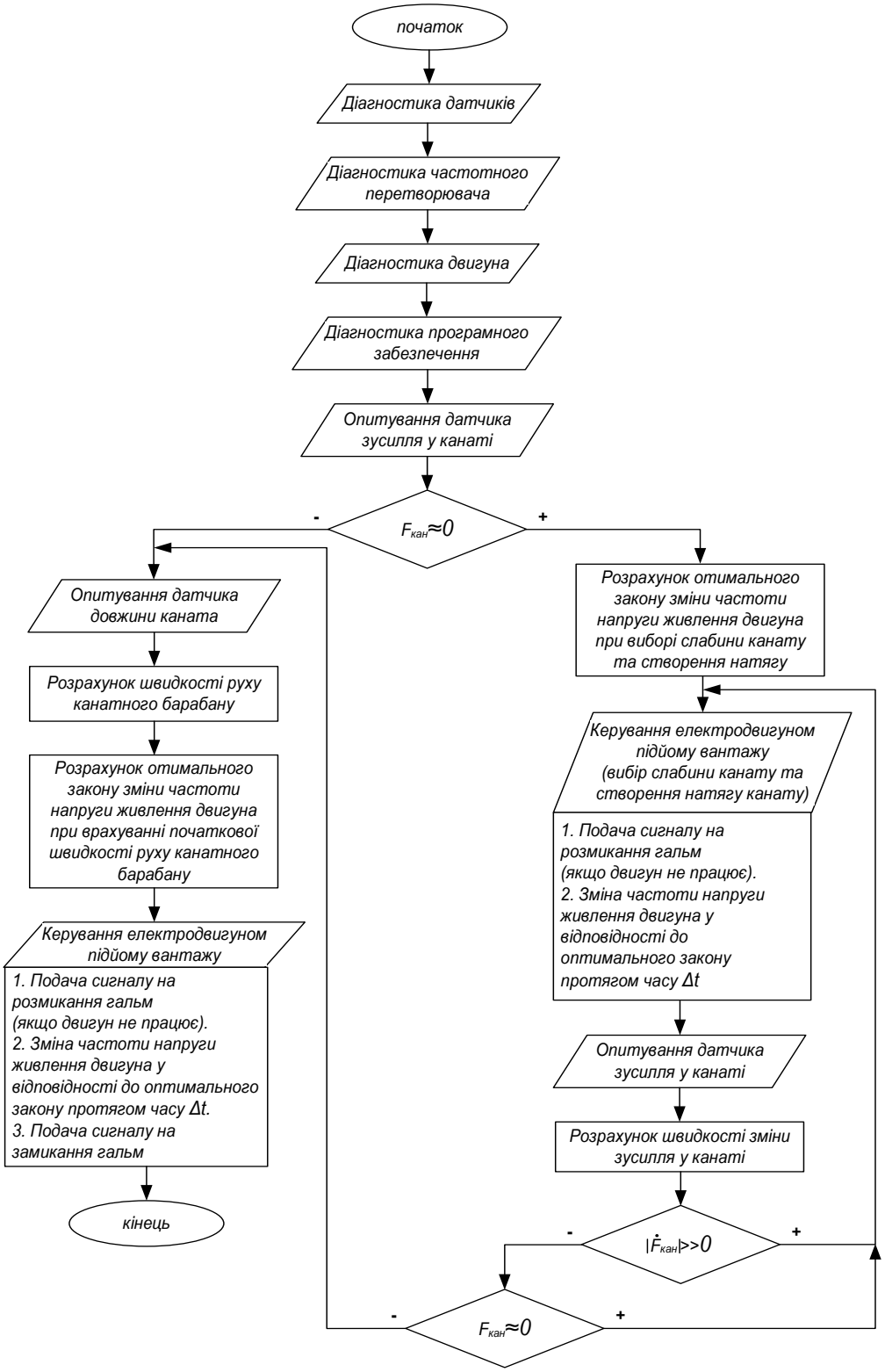


Рисунок 11.1 – Алгоритм роботи мехатронної системи механізму підйому вантажу при виконанні операції підйому вантажу

Після отримання вхідних даних система опитує датчик зусилля у канатному підвісі вантажу. Якщо зусилля у канаті приблизно рівне нулю, то це означає, що канат не навантажений вагою вантажу і має певну слабину. Для того, щоб виконати вибір слабини та навантажити канат вагою вантажу мехатронна система розраховує оптимальний закон зміни частоти напруги живлення двигуна, який був розрахований у третьому розділі. Надалі подається команда на розмикання гальм і частотний перетворювач починає змінювати частоту напруги живлення двигуна у відповідності до розрахованого оптимального закону. Після тривалості часу Δt виконується повторне опитування датчика зусилля натягу канату. Система розраховує швидкість зміни зусилля у канаті за формулою:

$$\dot{F}_{кан} \approx \frac{F_{кан.i} - F_{кан.i-1}}{\Delta t}, \qquad (11.1)$$

де $\dot{F}_{кан}$ – швидкість зміни зусилля у канаті;

$F_{кан.i}$ та $F_{кан.i\text{-}1}$ – зусилля у канаті в моменти часу i та i-1 відповідно;

Δt – часовий проміжок між сусідніми опитуваннями датчика.

Якщо модуль отриманого за формулою (6.1) значення $\dot{F}_{кан}$ набагато більший за нуль, то це означає, що виконується натяг канату, який спричиняє зміну зусилля у канаті. У цьому випадку необхідно продовжувати рух двигуна за оптимальним законом. Якщо ж модуль значення $\dot{F}_{кан}$ приблизно нульовий, то канат вже навантажений вагою вантажу, або ще виконується вибір слабини канату (канат ще не навантажений). Для першого випадку система опитує датчик довжини канату та визначає кількість обертів канатного барабану, яку необхідно виконати для того, щоб досягнути заданої оператором висоти підйому вантажу. У другому випадку продовжується рух електроприводу крана для створення натягу канату. Надалі система визначає швидкість руху канатного барабану та розраховує оптимальний закон зміни

частоти напруги живлення двигуна із врахуванням розрахованої швидкості руху канатного барабану.

Після цього виконується процес керування електроприводом механізму підйому вантажу: якщо двигун не виконує рух, то подається сигнал на розмикання гальм механізму підйому вантажу; із частотного перетворювача на двигун починає надходити напруга живлення, частота якої змінюється у відповідності з розрахованим законом; коли задана висота підйому вантажу досягнута відбувається накладання гальм та зупинка двигуна.

Для випадку опускання вантажу на транспортний засіб алгоритм роботи мехатронної системи представлений на рис. 11.2.

У відповідності до приведеного алгоритму спочатку виконуються операції діагностування апаратної та програмної частини системи. Надалі виконується опитування датчика відстані від вантажу до поверхні кузова транспортного засобу. Після цього система розраховує оптимальний закон зміни частоти напруги живлення двигуна. У відповідності до розрахованого закону відбувається керування двигуном, яке виконується за допомогою частотного перетворювача.

Після того, як закон реалізовано, система опитує датчик зусилля у канатному підвісі вантажу. Це потрібно для того, щоб впевнитись у тому, що вантаж знаходиться на транспортному засобі. Якщо зусилля у канаті не рівне нулю то система відправляє на частотний перетворювач сигнал встановлення невеликої частоти живлення двигуна. При цьому двигун обертається відносно повільно, а вантаж з невеликою швидкістю продовжує опускатись на транспортний засіб. Опитування датчика зусилля у канатному підвісі вантажу відбувається періодично через проміжок часу Δt. Через деякий час вантаж опускається на транспортний засіб і зусилля у канатному підвісі вантажу стає приблизно рівним нулю. Після цього система збільшує швидкість обертання двигуна для створення слабини канату. У кінці руху двигуна на приводний механізм накладається гальмо.

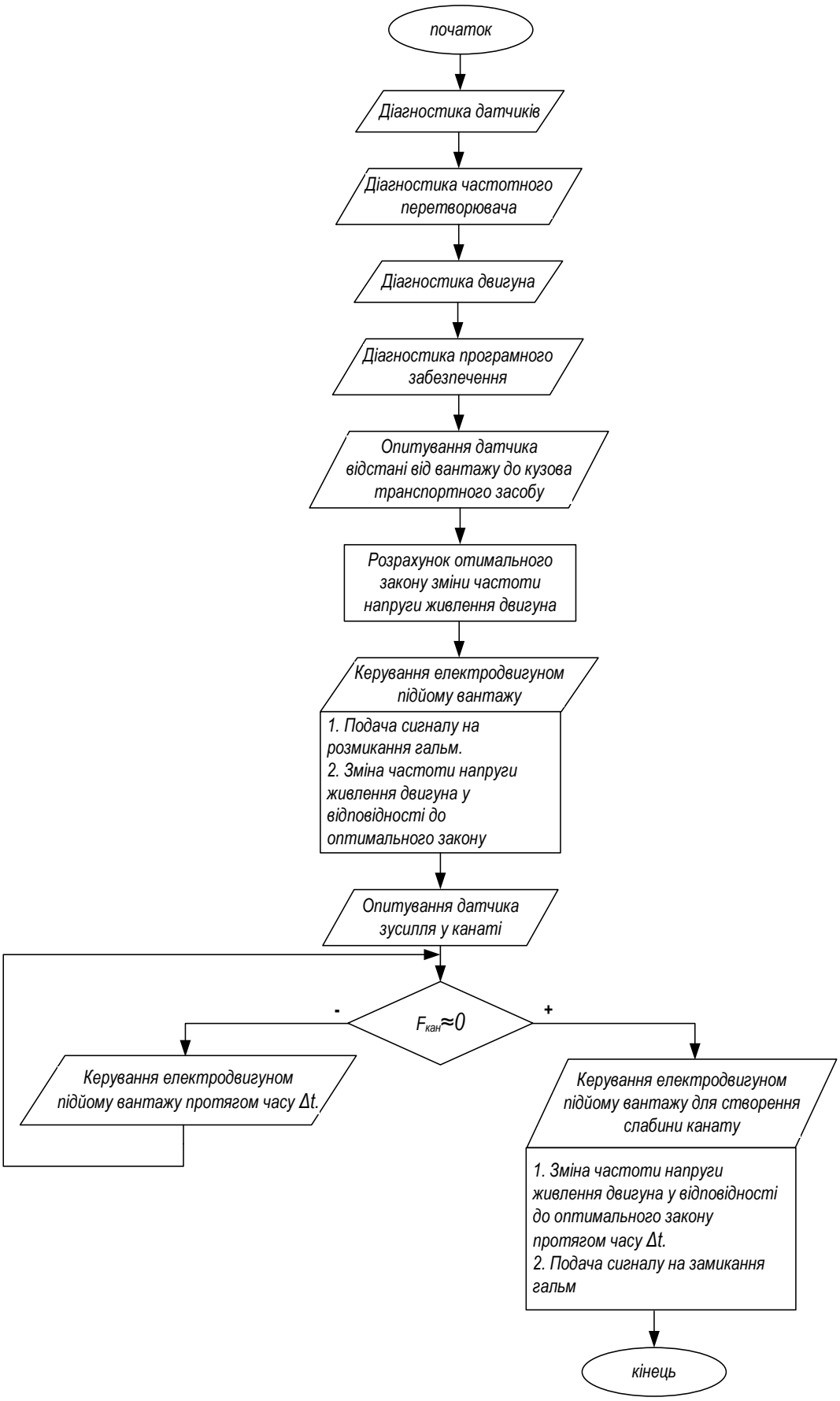


Рисунок 11.2 – Алгоритм роботи мехатронної системи механізму підйому вантажу при виконанні операції опускання вантажу

Аналіз патентної інформації, який проведений у першому розділі, показує, що на сьогоднішній день вже розроблені пристрої для керування виконавчими двигунами механізму підйому вантажу прольотного крана [237]. Такий пристрій містить датчик стану канату, задатчик, блок керування електроприводом механізму підйому вантажу, датчик довжини канату, мікроконтролер, індикатор поточної довжини канату. Однак цьому пристрою притаманний недолік, який полягає у тому, що при швидкому опусканні вантажу може виникнути удар по основі, на яку він опускається (наприклад, по кузову автомобіля, по бетонній площадці тощо). При цьому вантаж і основа можуть пошкодитись. Таким чином, необхідно створити пристрій для керування механізмом підйому крана прольотного типу, який би унеможливив удари вантажу по основі, на яку він опускається [238].

Поставлене завдання досягається тим, що пристрій для керування механізмом підйому вантажу крана прольотного типу, що містить датчик стану канату, задатчик, мікроконтролер, на входи якого підключені задатчик та датчик стану канату, обладнаний перетворювачем частоти, який інформаційним каналом підключений до мікроконтролера і живить асинхронний короткозамкнений двигун механізму підйому вантажу.

На рис. 11.3 показана функціональна схема пропонованого пристрою для керування електроприводом механізму підйому вантажу прольотного крана. Мікроконтролер 2 своїм інформаційним каналом підключений до перетворювача частоти 5, який живить асинхронний двигун з короткозамкненим ротором 4 механізму підйому вантажу. Вал асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором 4 кінематично зв’язаний з канатним барабаном 3, на який намотується канат із закріпленим на ньому вантажем 7.

Пристрій для керування електроприводом механізму підйому вантажу крана прольотного типу працює наступним чином. Для опускання вантажу 7 оператор крана встановлює відповідне положення задатчика 1. При цьому на вхід мікроконтролера 2 надходить сигнал про опускання вантажу 7, а мікроконтролер 2 формує і надсилає сигнал для перетворювача частоти 5. У

відповідності з отриманим сигналом перетворювач частоти 5 видає напругу номінальної частоти 50 Гц, вал асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором 4 починає обертатись і вантаж 7 опускається. При опусканні вантажу 7 його потенціальна енергія перетворюється у електричну і за допомогою перетворювача частоти 5 передається у мережу живлення. Таким чином, підвищується енергоефективність роботи крана прольотного типу.

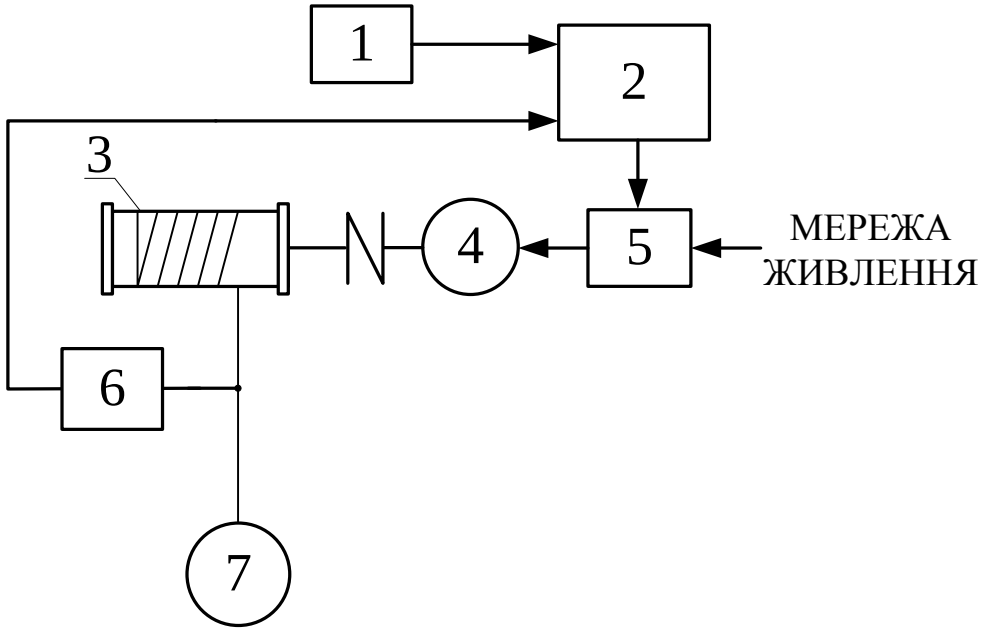


Рисунок 11.3 – Функціональна схема пристрою для керування електроприводом механізму підйому вантажу крана прольотного типу: 1 – задатчик; 2 – мікроконтролер; 3 – канатний барабан; 4 – асинхронний двигун з короткозамкненим ротором; 5 – перетворювач частоти; 6 – датчик стану канату; 7 – вантаж

Як тільки вантаж 7 починає торкатися основи, на яку він опускається, зусилля натягу канату зменшується. При цьому датчик стану канату 6 виробляє відповідний сигнал, який надходить на аналоговий вхід мікроконтролера 2. Після отримання сигналу про зменшення натягу канату мікроконтролер 2 надсилає сигнал у перетворювач частоти 5 за яким частота напруги живлення, яку виробляє перетворювач частоти 5, зменшується і швидкість обертання асинхронного двигуна з короткозамкненим ротором 4 зменшується. Це призводить до зниження швидкості опускання вантажу 7.

При цьому зусилля, яке діє на основу від ваги вантажу 7, зростає плавно і вантаж 7 та основа не пошкоджуються. Таким чином, відбувається регулювання частоти напруги живлення асинхронного короткозамкненого двигуна 4 у відповідності до величини зусилля натягу канату.

Пропонований пристрій дозволяє зменшити ударні навантаження, які діють на вантаж та основу, на яку він опускається. Це дає змогу запобігти пошкодженню вантажу та основи, що підвищує ефективність експлуатації прольотного крана.

Крім описаного пристрою [239], також розроблено спосіб керування електродвигуном механізму підйому вантажу мостового крана, який дозволяє забезпечити зменшення рівня динамічних навантажень у канаті та усуває перевантаження приводу механізму.

11.2. Розрахунок економічної ефективності від реалізації оптимального керування рухом механізма підйому вантажу

Використання оптимальних законів керування механізмом підйому вантажу при навантажувально-розвантажувальних операціях на транспортних засобах дозволяє: 1) знизити енергоспоживання приводного механізму; 2) підвищити надійність та довговічність роботи канатів, кранового моста, кінематичних передач приводу, електродвигуна та підвіски транспортного засобу; 3) покращити умови роботи кранівника (в деяких випадках з’являється можливість знизити кваліфікацію кранівника, оскільки на нього покладаються в основному контролюючі функції) [240, 241].

Розрахунок економічної ефективності від реалізації оптимального керування виконаємо на основі зниження енергоспоживання при виконанні переміщення вантажів та на основі збільшення довговічності кранового моста.

11.2.1. Розрахунок економічної ефективності за рахунок підвищення енергоефективності роботи механізму підйому вантажу

Для розрахунку економічної ефективності за рахунок підвищення енергоефективності роботи механізму підйому вантажу проведемо додаткові дослідження циклу підйому-опускання вантажу на транспортний засіб. Сутність додаткових досліджень полягає у тому, щоб встановити величини енерговитрат при переміщенні вантажу для двох механізмів підйому вантажу: одна обладнана стандартною системою керування, а інша – системою керування, в яку інтегровані оптимальні закони переміщення вантажу. Відмінність між вказаними системами керування на апаратному рівні відсутня, вона проявляється лише на рівні алгоритмів керування. Отже, у приведеному нижче розрахунку відсутні показники капітальних вкладень на придбання, перевезення, монтаж та налаштування нового обладнання. У розрахунку використані параметри динамічної системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб", які наведені у другому розділі.

Розрахунок енерговитрат на виконання циклу переміщення вантажу проводився за такою формулою [242]:

$$E = \int_0^{T_{цикл}} P dt = \int_0^{t_{n1}} M_{n1}\omega_{n0} dt + \int_{t_{n1}}^{t_{n2}} M_{n2}\omega_{n0} dt + \int_{t_{n2}}^{t_{n3}} M_{n3}\omega_{n0} dt + \\ + \int_0^{t_{on1}} M_{on1}\omega_{on0} dt + \int_{t_{on1}}^{t_{on2}} M_{on2}\omega_{on0} dt + \int_{t_{on2}}^{t_{on3}} M_{on3}\omega_{on0} dt, \quad (11.2)$$

де P – потужність, яка споживається з мережі приводним двигуном, Вт;

M_{n1}, M_{n2}, M_{n3} – момент на валу двигуна для першого, другого та третього етапів підйому вантажу відповідно, Нм;

M_{on1}, M_{on2}, M_{on3} – момент на валу двигуна для першого, другого та третього етапів опускання вантажу відповідно, Нм;

ω_{n0}, ω_{on0} – швидкість ідеального холостого ходу двигуна для етапів підйому та опускання ватажу відповідно, рад/с;

$T_{цикл}$ – тривалість циклу підйому-опускання вантажу, сек;

t_{n1}, t_{n2}, t_{n3} – моменти часу закінчення першого, другого та третього етапів підйому вантажу відповідно, сек;

t_{on1}, t_{on2}, t_{on3} – моменти часу закінчення першого, другого та третього етапів опускання вантажу відповідно, сек.

Зазначимо, що для оптимального руху, який реалізовано за допомогою частотного керування електроприводом швидкість ідеального холостого ходу є функцією часу.

У результаті проведення розрахунків встановлено, що енерговитрати для одного циклу переміщення вантажу, яке виконує механізм підйому вантажу без оптимального керування, складає 0,0544 кВт·год. Аналогічний показник для механізму підйому вантажу, який виконує рух за оптимальними законами рівний 0,0541 кВт·год. Таким чином, економія електроенергії за один цикл переміщення вантажу при переході на оптимальне керування складає 0,0003 кВт·год.

Крім того, було розраховано витрати електроенергії для випадку переміщення вантажу масою 5 тон: для руху механізму без оптимального керування вони рівні 0,0427 кВт·год; для руху механізму за оптимальними законами енерговитрати рівні 0,0425 кВт·год. У цьому випадку економія електроенергії за один цикл переміщення вантажу при переході на оптимальне керування складає 0,0002 кВт·год.

Для визначення вартості зекономленої електроенергії необхідно її величину помножити на роздрібний тариф на електроенергію. Тариф для промислових споживачів другого класу напруги з врахуванням ПДВ становить 197,322 коп/кВт·год [243-245]. Споживачі другого класу отримують від електропостачальної організації електричну енергію з рівнем напруги нижче 27,5 кВ. Подальший розрахунок виконано для підприємств, які мають другий клас напруги, оскільки значна частина підприємств споживають електроенергію з мережі 10 кВ, тобто відносяться до споживачів другого класу. Виходячи з цього, вартість зекономленої електроенергії

становить: 0,05919 грн/цикл – для переміщення вантажу масою 20 тон; 0,03946 грн/цикл – для переміщення вантажу масою 5 тон.

Для того, щоб визначити економічну ефективність за весь період роботи механізму підйому вантажу необхідно вартість зекономленої електроенергії помножити на кількість циклів підйому-опускання вантажу. Приймемо, що механізм підйому вантажу за весь час експлуатації виконує від $16 \cdot 10^3$ до $5 \cdot 10^6$ циклів. Тоді при переміщенні вантажів масою 20 тон вартість зекономленої електроенергії за весь період експлуатації механізму підйому вантажу знаходиться у межах 947…295950 грн. Аналогічні розрахунки для переміщення вантажів масою 5 тон показують, що вартість зекономленої електроенергії складає 631…197300 грн.

Таким чином, економічна ефективність використання оптимальних законів руху механізму підйому вантажу досягається при інтенсивній експлуатації крана.

11.2.2. Розрахунок економічної ефективності від підвищення довговічності кранового моста

Динамічний аналіз, який проведений у другому розділі роботи, показав, що окремі етапи руху системи супроводжуються виникненням значних навантажень у її елементах (моста, канатів, елементів трансмісії, електродвигуна тощо), що знижує їх надійність. Навантаження кранового моста викликані вагою вантажу і самого моста та динамічними зусиллями, які мають коливний характер. Як було встановлено у другому розділі зниження рівня динамічних навантажень у мості досягається за рахунок зменшення швидкості набігання канату на барабан під час його натягу. Зменшуючи рівень динамічних навантажень у крановому мості, можна добитись подовження його довговічності [241].

Для розрахунку економічної ефективності від зменшення динамічних навантажень у крановому мості розрахуємо число циклів навантаження моста до його руйнування. Для цього використаємо формулу [246]:

$$N = N_0 \frac{\sum_{i=1}^{\nu_\sigma} \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a\max}} \cdot \frac{\nu_{i\sigma}}{\nu_\sigma} \sigma_{rk}^m}{\sum_{i=1}^{\nu_\sigma} \sigma_{ai}^m \nu_{i\sigma}}, \qquad (11.3)$$

де N_0 – число циклів змінних напружень кранового моста;

$\sigma_{a\max}$ – максимальне значення напруження серед всіх значень амплітуд σ_{ai};

$\nu_{i\sigma}$ – частота появи i-ої амплітуди ($\nu_{i\sigma} = \frac{n_i}{\nu_\sigma}$);

n_i – кількість амплітуд напружень σ_{ai} за розрахунковий час;

ν_σ – сумарне число появи амплітуд напружень за час навантаження кранового моста під час підйому вантажу;

σ_{rk} – межа витривалості при коефіцієнтах асиметрії циклу r та коефіцієнті концентрації напружень k;

m – показник степеня у рівнянні втомленості металоконструкції кранового моста.

Достовірно встановити коефіцієнт концентрації напружень k неможливо, тому його значення приймають згідно рекомендацій [247] (у даному розрахунку приймаємо k=1,7). Значення величини тривалої межі витривалості кранового моста визначаємо за формулою [246]:

$$\sigma_{rk} = \frac{2\sigma_{-1}}{(1-r)k + (1+r)\eta}, \qquad (11.4)$$

де σ_{-1} – межа витривалості симетричного циклу (для сталі марки Ст3 величина σ_{-1} становить 126,6 МПа);

η – коефіцієнт чутливості металу до асиметрії циклу (враховуючи рекомендації [246] приймаємо η=0,2).

Величини у формулі (11.3) визначаються у відповідності до графіка напружень у кранових балках (рис. 11.4). Коефіцієнт асиметрії циклу навантаження визначаємо згідно виразу:

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}. \qquad (11.5)$$

Знайдемо число циклів N навантаження кранового моста до моменту його руйнування, використовуючи числові дані, які отримані з графіків напружень у кранових балках (рис. 6.4). Графічні залежності, які показані на рис. 6.4., побудовані на основі визначення зусиль у крановій балці при різних швидкостях набігання канату на барабан (100, 75, 50, 25, 10 та 5% від номінальної швидкості на етапі натягу канату) та її моменту опору в центральному перерізі. На рис. 11.4 графік чорного кольору відповідає номінальній швидкості набігання канату на барабан; зелений – швидкості, яка складає 75% від номінальної; сірий – швидкості, яка складає 50% від номінальної; синій – швидкості, яка складає 25% від номінальної; червоний – швидкості, яка складає 10% від номінальної; рожевий – швидкості, яка складає 5% від номінальної.

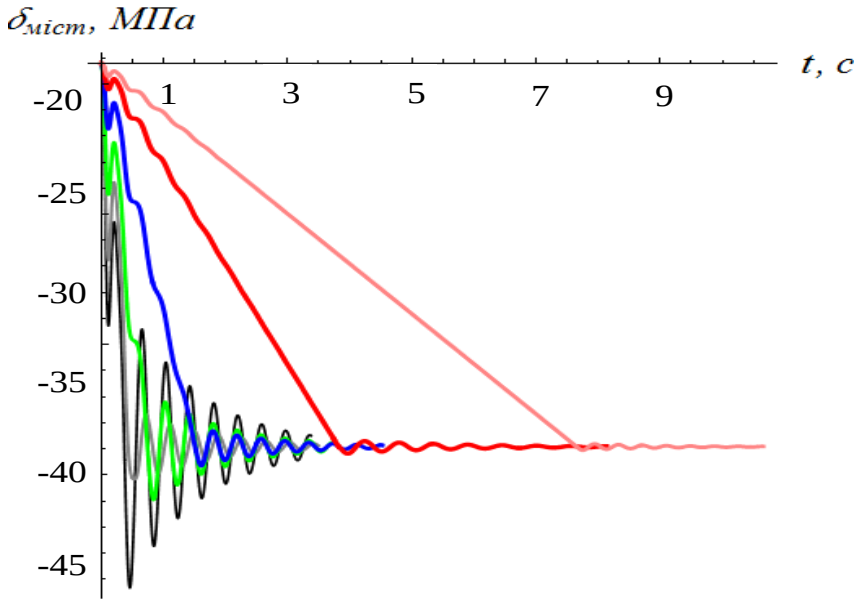


Рисунок 11.4 – Графіки напружень, які діють у крановій балці при зміні швидкості набігання канату на барабан на етапі натягу канату

Із використанням формули (11.3) було проведено розрахунок циклів навантаження кранових балок до їх руйнування для всіх випадків швидкості набігання канату на барабан. Результати розрахунку занесені у таблицю 11.1. Крім того, у таблиці 11.1 наведено процентні показники збільшення тривалості експлуатації за рахунок збільшення кількості циклів навантаження кранових балок. Збільшення довговічності експлуатації кранових балок пов’язано зі зменшенням швидкості набігання канату на барабан на етапі його натягу. Звичайно це викликає збільшення тривалості циклу підйому/опускання вантажу. У таблиці 11.1 наведено дані щодо збільшення тривалості циклу в порівнянні з циклом підйому/опускання вантажу без зменшення швидкості набігання канату на барабан.

Таблиця 11.1 – Результати розрахунку кількості циклів навантаження кранових балок до їх руйнування

	Швидкість набігання канату на барабан, % від номінальної швидкості					
	100	75	50	25	10	5
Кількість циклів до руйнування конструкції	$23{,}4\cdot10^6$	$25{,}74\cdot10^6$	$26{,}6\cdot10^6$	$26{,}8\cdot10^6$	$26{,}9\cdot10^6$	$26{,}9\cdot10^6$
Відносне збільшення тривалості експлуатації	-	9,7	13,7	14,5	15,0	15,2
Відносне збільшення тривалості циклу підйом/опускання вантажу	-	1,2%	1,8%	2,8%	3,9%	6,0%

Навантаження, які діють на крановий міст, призводять до втоми металу. Тому приймемо, що кількість циклів навантаження кранової металоконструкції пропорційна її середньому ресурсу.

Отже, можна підрахувати збільшення тривалості експлуатації крана. Для цього необхідно скористатись формулою:

$$TE = TE_Б(1+\frac{\tau}{100}), \tag{11.6}$$

де $ТЕ$ – розрахунковий термін експлуатації крана;

$ТЕ_Б$ – базовий термін експлуатації крана, який у даному розрахунку прийнятий рівним 25 років [247] (важкий режим експлуатації крана);

τ – відносне збільшення тривалості експлуатації.

Отже, зменшення динамічних навантажень у крановому мості збільшує термін його експлуатації на 2,4…3,8 роки.

Збільшення терміну експлуатації кранового моста дозволяє зменшити амортизаційні відрахування на його реновацію, що призводить до виникнення економічного ефекту.

Розрахунок річної економічної ефективності від збільшення довговічності роботи крана проведемо за виразом [248]:

$$E = З^* \cdot \frac{B^{**}}{B^*} \cdot \frac{P^* + E_н}{P^{**} + E_н} + \frac{(I^* - I^{**}) - E_н(K^{**} - K^*)}{P^{**} + E_н} - З^{**}, \quad (11.7)$$

де $З$ – зведені витрати (для базового варіанту $З^*$= 566463 грн; $З^{**}$= 464957 грн);

P – частка відрахувань від балансової вартості реновації кранового моста, яка обернена строку його експлуатації;

K – супутні капітальні вкладення споживача (для всіх варіантів вони рівні);

I – річні експлуатаційні витрати споживача, які для всіх варіантів рівні;

B – річне напрацювання крана;

$E_н$ – нормативний коефіцієнт ефективності ($E_н$=0,15).

У виразі (11.7) зірочка над символом позначає величину, яка відноситься до режиму підйому вантажу без переходу на знижену швидкість набігання канату на барабан, а дві зірочки – до режиму з переходом на понижену швидкість. Супутні капітальні вкладення споживача та його річні експлуатаційні витрати для обох варіантів рівні: $K^*=K^{**}$ та $I^*=I^{**}$, оскільки зміна швидкості набігання канату на барабан не вимагає капітальних витрат. Для базового варіанта P^*=0,0400. Для випадків зменшення динамічних навантажень (для різних значень швидкості набігання канату на барабан)

розраховане значення P^{**} рівне 0,0365; 0,0352; 0,0349; 0,0348; 0,0348. Крім того, приймемо, що для базового варіанту B^{*}=245310 тон. Величини B^{**} для значень швидкостей, які занесені у таблицю 6.1, становлять: 242401, 240972, 238628, 236102, 231425 тон. Значення B^{**} менше B^{*} враховуючи те, що при зменшенні швидкості руху механізму на етапі навантаження канату зменшується продуктивність роботи крана (табл. 11.1).

З урахуванням наведених вище даних, можемо спростити вираз (11.7) та отримати:

$$E = З^{*} \cdot \frac{B^{**}}{B^{*}} \cdot \frac{P^{*} + E_{н}}{P^{**} + E_{н}} - З^{**} = 566463 \cdot \frac{B^{**}}{245310} \cdot \frac{0{,}0400 + 0{,}15}{P^{**} + 0{,}15} - 464957. \quad (11.8)$$

Використовуючи отриману формулу (11.8) розраховано економічну ефективність від збільшення довговічності кранової металоконструкції. Отримані дані занесені у таблицю 11.2.

Таблиця 11.2 – Економічна ефективність, яка виникає в результаті зменшення швидкості набігання канату на барабан

	Швидкість набігання канату на барабан, % від номінальної швидкості				
	75	50	25	10	5
Економічна ефективність, грн	76941	87457	56791	20745	-11789

З табл. 11.2 видно, що найбільш доцільним, з економічної точки зору, є використання швидкості набігання канату на барабан, яка складає 50% від номінальної. При цьому забезпечується оптимальне співвідношення між економічними ефектами від збільшення довговічності роботи кранового моста та від забезпечення високої продуктивності роботи механізму підйому вантажу.

Висновки до одинадцятого розділу

1. Встановлено, що практичне використання оптимального керування механізмом підйому вантажу прольотних кранів пов’язане з використанням мехатронного підходу, який передбачає розробку програмної (алгоритмічної) частин системи керування рухом механізму підйому вантажу.
2. Розроблено алгоритми роботи механізму підйому вантажу, які забезпечують використання оптимальних законів руху механізму підйому та опускання вантажу на транспортний засіб. Реалізація розроблених алгоритмів дозволяє підвищити ефективність процесів підйому та опускання вантажу на транспортний засіб.
3. Проведено розрахунок економічного ефекту, який досягається за рахунок зменшення енергоспоживання механізму підйому вантажу при реалізації оптимального керування його рухом. Розрахунок проведений для підйому/опускання вантажу масою 20 і 5 тони та кількості циклів підйому/опускання вантажу від $1{,}6 \cdot 10^4$ до $5 \cdot 10^6$. Для цих даних економічна ефективність знаходиться в межах від 631 до 295950 грн.
4. Розраховано економічну ефективність, яка досягається за рахунок збільшення довговічності роботи кранового моста. На основі аналізу кількості циклів роботи металоконструкції крана до її руйнування та тривалості циклу підйому/опускання вантажу визначено величину швидкості набігання канату на барабан на етапі навантаження канату (вона рівна 50% від номінальної) при якій досягається найбільший економічний ефект у розмірі 87457 грн.
5. Результати роботи прийняті до впровадження на підприємствах агропромислового комплексу України про що складені відповідні акти впровадження (копії актів впровадження наведено у Додатку Т). Деякі результати роботи використовуються у навчальному процесі НУБіП України.

ВИСНОВКИ

У роботі вирішена актуальна науково-прикладна задача оптимізації режимів руху механізму підйому вантажу та механізму переміщення кранів мостового типу. Використання знайдених у роботі результатів дає змогу підвищити надійність кранових елементів та підвіски транспортного засобу, забезпечити енергоефективність роботи приводу механізмів підйому вантажу і переміщення крана.

1. Проведено аналіз публікацій у області динамічних розрахунків та оптимального керування механізмом підйому вантажу кранів прольотного типу та встановлено, що відомі дослідження не достатньо детально враховують динаміку взаємодії вантажу та основи, на яку він опускається, або з якої піднімається. Крім того, у відомій науково-технічній літературі відсутні оптимальні закони руху механізму підйому вантажу в режимі підйому „з підхватом”, які комплексно враховують небажані показники роботи механізму підйому вантажу.
2. Аналіз літературних джерел у частині динаміки переміщення кранів мостового типу показав, що цими дослідженнями займаються як в Україні, так і закордоном, разом з тим дослідженнями спрямованими на обґрунтування перехідних режимів під час переміщення вантажопідйомних кранів приділено недостатньо уваги.
3. На основі розроблених багатоетапних математичних моделей процесів підйому вантажу з транспортного засобу (його опускання на транспортний засіб) встановлено, що найбільш значимими факторами, які впливають на рівень динамічних навантажень кранового моста, канатів і підвіски транспортного засобу є швидкість руху вантажу та його маса. Обґрунтовано раціональне значення швидкості приводу механізму підйому вантажу на етапі натягу канату при якому відбувається зменшення максимумів динамічних навантажень у канаті на 24,8%, а у крановому мості – на 19,5%.

4. Динамічний аналіз для дво-, три- та чотиримасових динамічних моделей переміщення кранів мостового типу умовно розділено на: перехідний процес пуску, усталений рух, гальмування та залишкові коливання після зупинки крана, для яких встановлені крайові умови руху. В результаті досліджень динамічних навантажень в мостовій та кінцевих балках крана встановлено, що найбільші пікові динамічні навантаження на метало-конструкцію виникають саме під час пуску крана. Так, наприклад, для мостового крана при переміщенні вантажу 20 т і довжиною гнучкого підвісу 7 м навантаження при дослідженні тримасової моделі під час пуску в 4,49 раза перевищують навантаження на усталеному режимі руху відповідно 7016 та 31503 Н. Для чотиримасової моделі крана зусилля в балці на усталеній швидкості становить 1517 Н, а під час пуску – 59783 Н, що в 39,4 рази більші у процесі пуску у порівнянні з усталеним рухом.
5. Переміщення крана супроводжується високочастотними та низькочастотними коливаннями металоконструкцій. Високочастотні коливання виникають за рахунок пружних властивостей металоконструкцій, а низькочастотні за рахунок коливань вантажу. Максимальне значення зусилля в мостовій балці для тримасової моделі під час пуску крана становить 66328 Н, а під час переміщення крана на усталеній швидкості – 21584 Н. Крім того, для чотиримасової динамічної моделі крана ці зусилля становить 77096 і 10553 Н відповідно. Максимальні зусилля в приводі під час пуску становлять 322051 Н, а під час переміщення крана на усталеній швидкості – 33574 Н. Наведені результати показують значне збільшення динамічних навантажень на елементи металоконструкцій та приводу під час перехідних процесів в порівнянні з усталеним рухом крана. Значення динамічних навантажень, які виникають від коливання вантажу, в значній мірі залежать від його маси. Залишкові коливання вантажу

після зупинки крана також мають вплив на динамічні навантаження, що діють на елементи металоконструкцій.

6. Використовуючи прямі варіаційні методи, знайдено розв'язки нелінійних варіаційних задач з інтегральними та термінальними функціоналами, які виступали в якості оптимізаційних критеріїв (для режимі підйому та опускання вантажу). Більш широка постановка оптимізаційних задач дала змогу досягнути зменшення максимальної потужності приводу механізму підйому вантажу на 18,2%, максимального рушійного зусилля приводу на 31,2%, середньоквадратичного значення рушійного зусилля приводу на 23,5% в порівнянні з відомими результатами.
7. Для оптимізації перехідного процесу пуску механізму переміщення крана встановлені крайові умови, при яких забезпечується реалізація оптимального керування за встановленими законами руху. При цьому виявлено, що для тримасової динамічної моделі крана оптимізаційний критерій повинен включати похідні від координати не менше шостого порядку, а для чотиримасової – восьмого.
8. Проведений синтез оптимальних законів руху мостового крану дав змогу розробити систему керування, за допомогою якої динамічні навантаження, що діють на елементи металоконструкцій та привід механізму переміщення крана, а також відхилення вантажного канату від вертикалі під час переміщення крана зводиться до мінімуму. Так, наприклад, для мостового крана при переміщені вантажу 20 т із довжиною гнучкого підвісу 7 м під час пуску зусилля в мостовій балці крана зменшується в 2,96 раза, а зусилля в кінцевих балках – в 9,25 раза.
9. Для оцінки ефективності використання розрахованих оптимальних законів підйому/опускання вантажу сплановано проведення експериментальних досліджень (проведено 36 дослідів) та обрано вимірювально-реєструюче обладнання для визначення кінематичних та

динамічних характеристик роботи системи. Розраховано коефіцієнти подібності, що дало змогу інтерпретувати експериментальні дані для прийнятого у теоретичних розрахунках крана і транспортного засобу. Практична реалізація оптимальних законів руху механізму підйому вантажу виконана у виробничих умовах на основі розробленого програмного забезпечення із використанням частотного перетворювача векторного типу.

10. Для реалізації оптимального керування механізмом переміщення крана запропоновано використовувати зовнішнє керування частотним перетворювачем за допомогою розробленої програми і мікроконтролерного пристрою, який визначає масу вантажу та довжину гнучкого підвісу, в результаті чого відбувається розрахунок масивів частоти напруги живлення приводних електродвигунів механізму переміщення крана з подальшим забезпеченням оптимального керування.
11. Аналіз експериментальних даних, які отримані для режимів підйому/опускання вантажу, показав, що прийняті у теоретичних розрахунках моделі адекватно описують процеси у системі „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб”, (наприклад, коефіцієнт варіації для зусилля у канаті знаходиться в межах 10,1-16,2%, для прискорення транспортного засобу у межах 14,6-21,0 %, для прискорення кранового моста 9,6-10,9 %, для кутової швидкості руху канатного барабана 9,2-19,7 %, для прискорення транспортного засобу 13,9%).
12. При реалізації оптимального керування рухом механізму підйому вантажу в порівнянні з його рухом при роботі приводу на природній механічній характеристиці на 13,8-15,4% зменшується максимальне значення зусилля у канаті, у 3,76-4,66 рази зменшується максимальне прискорення кранового моста, у 4,05-4,93 рази зменшується максимальне прискорення вантажу. При цьому тривалість циклу

підйому/опускання вантажу зростає незначно. Це дало змогу підвищити довговічність кранової металоконструкції, канатів та мінімізувати пошкоджуваність вантажу і основи, на яку він опускається.

13. Оптимальне керування електроприводом механізму переміщення мостового крана дає змогу зменшити пікові значення динамічних навантажень в мостовій балці крана, так, наприклад, при переміщені вантажу масою 192 кг, закріпленому на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м під час перехідного процесу пуску зусилля в мостовій балці крана зменшується на 64 % в порівнянні з ручним керуванням, а при переміщенні крана на усталеній швидкості динамічні зусилля в крановому мості зменшуються на 71 %. Зусилля в канаті зменшуються на 49 %, а при переміщенні крана на усталеній швидкості на 61 %. Відхилення вантажного канату від вертикалі зменшується на 57 %. Під час переміщення крана на усталеній швидкості амплітуда відхилення знаходиться в межах ±0,7°. Отримані данні з акселерометрів показали, що прискорення кінцевих балок при пуску крана на природній характеристиці електродвигунів механізму переміщення крана відразу досягають пікових значень, а при оптимальному керуванні змінюються плавно.
14. Розроблено алгоритмічну частину системи керування механізмом підйому вантажу, яка дозволяє застосувати на різних етапах циклу підйому/опускання вантажу оптимальні закони руху системи, що мінімізують дію динамічних навантажень та енергетичних втрат у електроприводі механізму підйому вантажу.
15. Виконано розрахунок економічної ефективності використання оптимального керування механізмом підйому вантажу, який ґрунтується на економії електроенергії та підвищення довговічності кранового моста. Для крана вантажопідйомністю 20 тон в залежності від інтенсивності експлуатації вартість зекономленої електроенергії

знаходиться в межах від 631 до 295950 грн. Крім того, збільшення довговічності роботи кранового моста за рахунок зменшення рівня динамічних навантажень призводить до економічного ефекту у розмірі 87457 грн.

16. Для реалізації оптимального керування запропоновано функціональну схему системи керування краном на базі мікроконтролера, яка дає змогу розраховувати масиви частоти напруги живлення електродвигунів, з використанням даних отриманих з датчиків, котрі необхідні для підстановки у синтезований закон, що описує швидкість приводу під час переміщення крана за оптимальним режимом.
17. Розраховано економічний ефект від впровадження системи оптимального керування мостовим краном. Розрахунок економічного ефекту включав скорочення робочого циклу крана і становить 16441 грн/рік.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ:

1. Александров М. П. Подъемно-транспортные машины: учебник [для машиностроит. спец. вузов] М.: Высш. шк., 1985. 520 с.
2. Абрамович И. И., Березин В. Н., Яуре А. Г. Грузоподъемные краны промышленных предприятий. М.: Машиностроение, 1989. 360 с.
3. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. Х.: Вид-во „Форт”, 2007. 256 с.
4. Комаров М. С. Динамика грузоподъемных машин. М.: Машиностроение, 1969. 206 с.
5. Лобов Н. А. Динамика грузоподъемных кранов. М.: Машиностроение, 1987. 160 с.
6. Казак С. А. Динамика мостовых кранов. М.: Машиностроение, 1968. 331 с.
7. Гайдамака В. Ф. Грузоподъемные машины. К.: Выща школа, 1989. 328 с.
8. Грузоподъемные краны. Кн. 2 / Шеффлер М., Дресиг Х., Курт Ф.; [пер. с немецкого М. М. Рунов, В. Н. Федосеев]; под ред. М.П. Александрова. М.: Машиностоение, 1981. 287 с.
9. Гохберг М. М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. М. Машиностроение, 1969. 520 с.
10. Будиков Л. Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа. Луганск: Изд-во ВУГУ, 1997. 210 с.
11. Герасимяк Р. П., Лещёв В. А. Анализ и синтез крановых электромеханических систем. О.: СМИЛ, 2008. 192 с.
12. Семенюк В. Ф. Теоретическое определение места установки гасителей колебаний металлоконструкций козловых кранов. Вестник Харьковского государственного политехнического университета, 1999. Вып. 48. С. 48-54.

13. Чан В. Т. Способы повышения эффективности гашения колебаний металлоконструкция козловых кранов: автореф. дисс. на соиск. науч. степеня канд. техн. наук: 05.05.05. Одесский государственный политехнический университет, 1996. 17 с.
14. Зайцев В. С., Харланов О. В. Адаптивная система управления электроприводом грузоподъемного мезанизма крана. Вісник Приазовського державного технічного університету, 2009. Вип. 19. С. 215-217.
15. Сладковский А., Ханишевский Т., Матыя Т. Динамика мостового крана. Часть 2. Моделирование процесса подъема груза с постоянной скоростью. Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля, 2010. №10, частина 2. С. 168-177.
16. Matyja T., Sładkowski A. Modelling of the Lift Crane Vibration Caused by the Lifting Loads. Zdvihaci Zarizeni v Teorii a Praxi 2007. Sbornik prednasek konference s mezinarodni ucasti. Brno, 2007. S. 98-105.
17. Спицина Д. Н., Чалый А. А. Исследование динамики металлоконструкций козловых кранов при подъеме груза. Известия высших учебных заведений, 2013. №9. С. 3-12.
18. Дербенев Н. А. Конечно-элементная модель электромеханической системы механизма подъема и несущей металлоконструкции мостового крана. Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия „Машиностроение”, 2007. №2 (37). С. 57-60.
19. Дербенев Н. А. Динамическая модель совместной работы электромеханической системы механизма подъема и несущей металлоконструкции мостового крана. Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия „Машиностроение”, 2006. №2 (31). С. 109-114.
20. Проскурін А. М., Плавельський Є. П. Зниження динамічних навантажень в канатах вантажопідйомних машин. Підйомно-транспортне

устаткування. Республ. міжвідом. наук.-техн. зб. К.: Техніка, 1971. Вип. 2. С. 16-21.

21. Завьялов В. М., Гусев А. В. Автоматическое ограничение динамических нагрузок электропривода подъема мостового крана. Известия Томского политехнического университета. Серия „Энергетика”, 2011. Том 3, № 4. С. 151-154.
22. Подоляк О.С. Исследование динамических нагрузок при подъеме груза с жесткого основания автомобильным краном. Східно-Європейський журнал передових технологій, 2009. №1/5(37). С.43–47.
23. Подоляк О. С. Многофакторный анализ динамки подъема груза автомобильным краном. Машинобудування, 2008. №3. С. 54–63.
24. Подоляк О. С. Підвищення техніко-експлуатаційних показників стрілових самохідних кранів застосуванням гідравлічних гасителів коливань: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.05. Х., 2010. 27 с.
25. Hanjun Pu, Xiaopeng Xie, Guangchi Liang, Xiangyong Yun, Haining Pan. Analysis for dynamic characteristics in load-lifting system of the crane. Procedia Engineering, 2011. №16. P. 586–593.
26. Grabski Juliusz, Strzałko Jarosław. Dynamic analysis of the load hoisting process. Journal of theoretical and applied mechanics, 2003. №4. P. 853–872.
27. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Пастушенко С. І.]. К.-Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. 286 с.
28. Jovan Vladić, Petar Malešev, Rastislav Šostakov, Nikola Brkljač. Dynamic Analysis of the load lifting. Journal of mechanical engineering, 2008. №10. P. 655–661.
29. Ромасевич Ю. О. Динамічна оптимізація режимів руху механізмів вантажопідйомних машин як мехатронних системи: дис. докт. техн. наук. 05.05.05. Одеський національний політехнічний університет, 2015. 519 с.

30. Вайнсон А. А. Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1989. 536 с.
31. Правила расчета подъемных устройств Ейропейской Федерации по погрузочно-разгрузочным машинам. Раздел 1. Металлоконструкции. Раздел 2. Механизмы. М.: ВНИИСтройдромаш, 1965.
32. Пат. 35880 Україна, МПК B66C13/42. Регулятор швидкості опускання вантажу вантажопідйомної машини. В. С. Лисенко, Т. Г. Таурит, О.В. Могилянський; власник Національний технічний університет України "Київський політехнічний інститут". № 99020580; заявл. 02.02.1999; опубл. 16.04.2001. Бюл. № 3.
33. Пат. 53198 Україна, МПК B66C 1/00. Саморегулювальний пристрій для зменшення динамічних навантажень вантажопідйомного механізму. О. С. Подоляк, І. І. Ісьєміні, О. В. Чернишенко; власник Українська інженерно-педагогічна академія. № u201004107; заявл. 08.04.2010; опубл. 27.09.2010. Бюл. № 18.
34. Пат. 10333 Україна, МПК B66C 1/34. Кранова демпфірувальна підвіска. А. Ф. Шевченко, М. П. Колісник, А. Л. Червоноштан; власник Придніпровська державна академія будівництва та архітектури. № u200503556; заявл. 15.04.2005; опубл. 15.11.2005. Бюл. № 11.
35. Пат. 19361 Україна, МПК B65D 1/54, H02H 7/075, H02H 9/02. Пристрій для захисту піднімального механізму підйомно-транспортного устаткування від перевантаження. В.П. Токарев, В. В. Токарев, П. М. Кирильченко, В. В Власов, Є. В. Кукса, Г. Г. Кабанцев; заявник і власник Відкрите акціонерне товариство „Маріупольський металургійний комбінат ім. Ілліча”. № u200606489; заявл. 13.06.2006; опубл. 15.12.2006. Бюл. № 12.
36. Пат. 44047 Україна, МПК B66C 1/28. Система управління електроприводом вантажопідйомного механізму крана. В. С. Зайцев, О. В. Харланов; власник Приазовський державний технічний

університет. № u200905307; заявл. 27.05.2009; опубл. 10.09.2009. Бюл. № 17.

37. Пат. 56643 Україна, МПК B66C13/22. Біротативний електропривід механізмів підйому крюкового крана та спосіб його експлуатації. О.С. Симоненко; заявник і власник О.С. Симоненко. № 2002086537; заявл. 06.08.2002; опубл. 15.05.2003. Бюл. № 5.
38. Пат. 25150 Україна, МПК B66D 5/00. Гальмо вантажопідйомного механізму. С. І. Шевченко; власник Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля. № u200703427; заявл. 29.03.2007; опубл. 25.07.2007. Бюл. № 11.
39. Пат. 62308 Україна, МПК B66C 17/00. Механізм підйому мостового крана. Т. В. Шебанова, І. В. Шебанов; власники Т. В. Шебанова, І. В. Шебанов. № 2003031873; заявл. 03.03.2003; опубл. 15.12.2003. Бюл. № 12.
40. Пат. 67732 Україна, МПК B66C 1/06. Механізм підйому вантажопідйомного крана для транспортування довгомірних вантажів. О. М. Щеглов, Р. В. Суглобов; власник Державний вищий навчальний заклад „Приазовський державний технічний університет”. № u201106991; заявл. 03.06.2011; опубл. 12.03.2012. Бюл. № 5.
41. Пат. 87867 Україна, МПК B66C 1/04. Механізм підйому ливарного крана / Г. М. Вовненко, І. А. Удовіченко, Т. Б. Вовненко, А. Ю. Сухоставець, М. С. Фісенко; заявник і власник ПАТ „Новокраматорський машинобудівний завод”. № u 2013 09649; заявл. 02.08.2013; опубл. 25.02.2014. Бюл. № 4.
42. Пат. 28879 Україна, МПК B65C1/34. Гакова підвіска. Л. А. Хмара, А. Ф. Шевченко, М. П. Колісник, І. С. Соколов; заявники і власники Л.А. Хмара, А.Ф. Шевченко, М.П. Колісник, І.С. Соколов. № 97105187; заявл. 24.10.1997; опубл. 6.10.2000. Бюл. № 5.
43. Пат. 15841 Україна, МПК B65B 5/10. Пристрій для піднімання та переміщення вантажів. А. І. Соколенко, О. Ю. Шевченко, С. А. Бут,

В. А. Піддубний, В. Г. Резнік; заявник і власник Український державний університет харчових технологій. № u200600910; заявл. 01.02.2006; опубл. 17.07.2006. Бюл. № 7.

44. Пат. 36148 Україна, МПК B65B5/10. Пристрій для піднімання вантажів. А. І. Соколенко, О. Ю. Шевченко, К. В. Васильківський, С. А Бут, М. І. Юхно; заявник і власник Український державний університет харчових технологій. – № 99116094; заявл. 05.11.1999; опубл. 16.04.2001. Бюл. № 3.
45. Пат. 87007 Україна, МПК B66D 1/28, B66B 15/00. Механізм підіймання вантажу та спосіб експлуатації цього механізму. В. Д. Ковальський, І. В. Ковальська; власники Ковальський В. Д., Ковальська І. В. № a200706572; заявл. 12.06.2007; опубл. 10.06.2009. Бюл. № 11.
46. Пат. 53791 Україна, МПК B66C 23/16. Механізм підйому баштового крана. В. С. Ловейкін, Г. В. Шумілов; заявник і власник Київський національний університет будівництва і архітектури. № u200913087; заявл. 16.12.2009; опубл. 25.10.2010. Бюл. № 20.
47. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Дослідження коливань у механізмах з асинхронним електроприводом. Вісник Тернопільського національного технічного університету. №4(72), 2013. С. 207-214.
48. Ромасевич Ю. О. Анализ и разработка способов учета ограничений на функцию управления движением грузоподъемных кранов. Motrol. Vol 16. № 3, 2014. С. 123-129.
49. Ключев В.И. Ограничение динамических нагрузок элекропривода. М.: Энергия, 1971. 320 с.
50. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Класифікація критеріїв оптимізації режимів руху вантажопідйомних машин. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Технічні науки, 2012. Вип. 124., Том 2. С. 292-302.
51. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Аналіз та синтез режимів руху механізмів вантажопідйомних машин. К.: ЦП „КОМПРІНТ”, 2012. 298 с.

52. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Оптимізація вертикальних переміщень вантажу протягом розгону візка. Підйомно-транспортна техніка. №1, 2010. С. 90-95.
53. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Комплексний синтез оптимального керування рухом вантажопідйомного крана. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. №45., 2011. С. 385-399.
54. Ловейкин В. С. Расчеты оптимальних режимов движения механизмов строительных машин. К.: УМК ВО, 1990. 168 с.
55. Смехов А. А., Ерофеев Н. И. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами. М.: Машиностроение, 1975. 239 с.
56. Горский Б. Е. Динамическое совершенствование механических систем. К.: Техніка, 1987. 200 с.
57. Понтрягин Л. С., Болтнянский В. Г., Гамкрелидзе Р. В., Мищенко Е. Ф. Математическая теория оптимальних процессов. М.: Физматгиз, 1961. 392 с.
58. Ловейкін В. С., Нестеров А. П. Динамічна оптимізація підйомних машин. Х.: ХДАДТУ, 2002. 285 с.
59. Шумілов Г. В. Оптимізація режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крану: дис. канд. техн. наук. 05.05.05 – Київський національний університет будівництва і архітектури, 2013. 210 с.
60. Петров Ю. П. Вариационные методы теории оптимального управления. Л.: Энергия, 1977. 280 с.
61. Демідас С. В. Мінімізація динамічних навантажень в елементах баштового крана на основі оптимізації режиму руху механізма підйому: дис. канд. техн. наук. 05.05.05. Київський національний університет будівництва і архітектури., 2000. 179 с.
62. Максименко А. Н., Антипенко Г. Л., Лягушев Г. С. Диагностика строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин: учеб. пособие СПб.: БХВ-Петербург, 2008. 302 с.

63. Александров М. П., Колобов Л. Н., Лобов Н. А. и др. Грузоподъемные машины: Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные машины и оборудование»: М.: Машиностроение, 1986. 400 с.
64. Андриенко Н. Н., Корень В. Л., Полнарев С. Я. Куда идем, Куда поворачиваем?. Подъёмные сооружения. Специальная техника. 2011. Вип. 7–8. С. 21–28.
65. Сагиров Ю. Г., Суглобов В. В. Колебания пролетных балок мостового крана. Захист металургійних машин від поломок. Маріуполь: зб. наук. пр. ПДТУ. 2008. Вип. 10. С. 151–158.
66. Сагиров Ю. Г., Суглобов В. В., Катков А. Н. Мостовые краны: эксплуатация и долговечность. Підйомно-транспортна техніка: Науково-технічний та виробничий журнал. Дніпропетровськ, 2005. Вип. 3. С. 67–71.
67. Щёткин Р. В. Характерные дефекты концевых балок опорных мостовых кранов и методы их устранения при ремонте и модернизации. Журнал Пермского национального исследовательского политехнического университета. Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. 2011. Вип. 1. С. 107–118.
68. Характерные дефекты и повреждения металлоконструкций козловых кранов типа КПБ-10 / URL: https://www.drive2.ru/b/3140140/ (дата звернення 16.04.2017).
69. Типові дефекти та пошкодження металоконструкцій кранів // Інформаційно-технічний ресурс ДП «Придніпровський ЕТЦ». URL: http://dnepr-etc.com.ua/var/upload/reports/Typical%20defects%20and%20damage%20to%20the%20crane%20metal%20structures.pdf (дата звернення 16.04.2017).
70. Дефекти та пошкодження металоконструкцій мостового магнітногрейферного крана вантажопідіймальністю 16/16 т // Інформаційно-технічний ресурс ДП «Придніпровський ЕТЦ». URL:

http://dnepr-etc.com.ua/var/upload/reports/defects-and-damage-to-the-stee l-structures-of-the-br idge-magnetic-clamshell-crane-2.pdf (дата звернення 16.04.2017).

71. Дефекти та пошкодження металоконструкцій мостового магнітно-грейферного крана КМГ 1602.00.000-07.27 // Інформаційно-технічний ресурс ДП «Придніпровський ЕТЦ». URL: http://dnepr-etc.com.ua/ var/upload/reports/defects-and-damage-to-the-steel-structures-602.00.000-07.27..pdf (дата звернення 16.04.2017).
72. Дефекти та пошкодження металоконструкцій мостового магнітно-грейферного крана вантажопідіймальністю 16/16 т // Інформаційно-технічний ресурс ДП «Придніпровський ЕТЦ». URL: http://dnepr-etc.com.ua/var/upload/reports/defects-and-damage-to-the-steel-structures-of-the-bridge -magnetic-clamshell-crane.pdf (дата звернення 16.04.2017).
73. Щёткин Р. В. Характерные дефекты концевых балок опорных мостовых кранов и методы их устранения при ремонте и модернизации. Журнал Пермского национального исследовательского политехнического университета. Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. 2011. Вип. 1. С. 107–118.
74. Шимкович Д. Г. Динамические нагрузки при колебаниях груза на канате. Вестник московского государственного университета леса. Лесной вестник. 2012. С. 141–146.
75. Семенюк В. Ф., Лингур В. М. Влияние параметров пружинно-шарикового буферного устройства на динамические нагрузки мостового крана. Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. 2014. С. 59–66.
76. Дорофеев А. А., Теличко Л. Я. Математическая модель электропривода передвижения мостового крана. Вести высших учебных заведений черноземья. 2011. С. 34–40.

77. Курапова Е. В., Манжула К. П. К определению циклических напряжений в металоконструкциях кранов пролетного типа. Современное машиностроение. Наука и образование. 2013. С. 968–974.
78. Бондаренко Л. Н., Ракша С. В. Параметры привода передвижения мостового крана в период пуска с учетом трения качения колеса по рельсу. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. 2006. С. 29–31.
79. Пат. 69229 UA, МПК9 F 16 F 5/00. Захисна система вантажопідіймальних кранів у кінцевих ділянках шляху. С. Л. Смоляков, І. І. Ісьєміні (UA); Укр. інж.-пед. акад. – № u 2011 11415; заявл. 27.09.2011; опубл. 25.04.2012, Бюл. № 8. – 3 с.
80. Ісьєміні І. І., Іванов С. Л., Смоляков С. Л. Проведення експериментальних досліджень пневмогідравлічних буферних пристроїв на мостовому крані 5т40. Машинобудування. 2013. С. 13–21.
81. Сазанбаева Б. Т. Напряженно-деформированное состояние мостовых кранов. Вестник КазНТУ. 2009. Вип. 5.
82. Григоров О. В., Губський С. О. Вплив Механізму пересування мостового крана на ресурс металоконструкції. Національний технічний університет «Харківський політехнічний Інститут». Вестник ХНАДУ. 2012. Вип. 57. С. 296–299.
83. Курапова Е. В., Манжула К. П. К методике моделирования циклического нагружения кранов мостового типа. Современное машиностроение. Наука и образование: Материалы 2-й Междунар. науч.-практ. конференции. СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2012. С. 438–444.
84. Суглобов В. В., Сагиров Ю. Г., Катков А. Н. Нагруженность металлоконструкций мостового крана. Вісник Приазов. держ. техн. ун-ту: зб. наук. праць ПДТУ. Маріуполь, 2003. Вип. 13. С. 163–166.
85. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Човнюк Ю. В. Уточнена динамічна модель руху візка з вантажем на гнучкому підвісі. Національний

університет біоресурсів і природокористування України, Motrol. 2011. Вип. 13B. 130-137.

86. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Динамічний аналіз процесу розгону візка на природній характеристиці двигуна. Науковий вісник НУБіП України, Техніка та енергетика АПК. 2011. Вип. 166(1).
87. Ткаченко Г. И., Пирогов А. В., Мохнатый А. В. Иследования привода передвижения моста крана при работе в режимах противовключения. Металлургическая и горнорудная промышленность. 2010. Вип. 4. С. 122–125.
88. Найденко Е. В. Управление электроприводом механизмов горизонтального перемещения с подвешенным грузом. Електромашинобудування та електрообладнання. 2007. Вип. 69. С. 17–22.
89. Математическое модэлирование колебаний балки мостового крана // Молодежь и наука: сборник материалов IX Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием, посвященной 385-летию со дня основания г. Красноярска, Красноярск, 2013. URL: http://conf.sfu-kras.ru/sites/mn2013/section059.html (дата звернення 16.04.2017).
90. Ахтулов А. Л., Кирасиров О. М., Комерзан Е. В. Теоретическое иследование и моделирование процеса разгона грузоподъемного крана мостового типа. Омский научный вестник. 2008. Вип. 1(64). С. 59–63.
91. Моделирование и анализ процесса разгона мостового крана // Вестник РГРТУ. 2008. URL: http://www.rsreu.ru/en/component/docman/doc_download/392- (дата звернення 16.04.2017).
92. Макурин А. В., Морозов Д. И. Динамика продольного перемещения мостового крана с учетом упругости элементов конструкции. Електротехнічні та комп’ютерні системи. 2011. Вип. 3. С. 167–169.

93. Чернышенко А. В., Мельниченко А. А., Фесенко Г. И. Ударные нагрузки при движении кранов по рельсовому пути. Машинобудування. 2009. Вип. 4. С. 70–84.
94. Бажутин Д. В. Моделирование упругих колебаний конструкций крановых установок в пакете Comsol Multiphysics. Научные труды Винницкого национального технического университета. 2013. Вып. 4. С. 1–5.
95. Haniszewski T., Gąska D. Overhead traveling crane vibration research using experimental wireless measuring system. Transport Problems. Gliwice, 2013. Volume 8. Issue 1.P. 57–66.
96. Gašić V., Zrnić Z., Milovančević M. Considerations of various moving load models in structural dynamics of large gantry cranes // FME Transactions Vol. 41, No 4. 2013. URL: https://www.researchgate.net/publication/286495033_Considerations_of_various_moving_load_models_in_structural_dynamics_of_large_gantry_cranes (дата звернення 16.04.2017).
97. Haniszewski T. Koncepcja projektu stanowiska do badania zjawisk dynamicznych zachodzących podczas unoszenia ładunku // Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Zeszyty Naukowe. Transport Politechnika Śląska. 2015. URL: http://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-114c4c8b-9294-4d9d-b44b-fd552f80081b/c/Haniszewski_ZN_88_2015.pdf (дата звернення 16.04.2017).
98. Неженцев А. Б. Аветисян С. М., Гонтарь Д. В. Динамические нагрузки при передвижении мостовых кранов с частотным управлением. Materiály IX mezinárodní vědecko - praktická konference «Přední vědecké novinky - 2013». Díl 10. Technickè vědy. Chemie a chemiská technologie: Praha. Publishing House «Education and Science» s.r.o, 2013. С. 24–27.
99. Чернова Н. М., Кобзев Р. А. Определение нагрузок на металлические конструкции козловых кранов от действия перекосных усилий при проектировании. Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2013. Вип. 5. С. 77–83.

100. Стрельцов С. В., Рыжиков В. А., Харламов П. В. Влияние процесса торможения на напряженное состояние металлоконструкции козлового крана. Современные проблемы науки и образования. 2013. Вип. 6. С. 1–7.
101. Орловский И. А., Бут Ю. С. Уточненные математическая и имитационная модели электропривода перемещения мостового крана. Електротехніка та електроенергетика. 2007. Вип. 2. С. 39–51.
102. Лагерев И. А. Влияние подкрановой конструкции на динамическую нагруженость мостового крана. ТулГУ. 2011. Вип. 3. С. 3–10.
103. Соколов С. А. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. СПб.: Политехника, 2005. 423 с.
104. Лагерев И. А. Методика моделирования эксплуатационной нагруженности металлоконструкции мостового крана. Наука и производство 2009: материалы международной научно-практической конференции. 2009. С. 312–314.
105. Лобов Н. А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути: Учебное пособие. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. 232 с.
106. Данило Я. Математичне моделювання поперечних коливань складеної металоконструкції мостового крана. Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій. 2012. С. 113.
107. Ситник О. І., Григоров О. В. Проблема перекосу ходових коліс кранів та шляхи її подолання. IX Міжнародна науково-практична студентська конференція магістрантів. 2015. С. 210–211.
108. Вольченко О. І., Криштопа С. І., Д. Ю. Журавльов та ін. Контактно-імпульсна взаємодія металополімерних пар тертя гальмівних пристроїв. Науковий вісник Івано-Франківського національного технічного університету нафти і газу. 2013. Вип. 1. С. 111–119.

109. Паламарчук Д. А. Дослідження руху стрілової системи крана під час пуску за законом оптимізації прискорень. Гірничі, будівельні, дорожні меліоративні машини. 2015. Вип. 85. С. 21-27.
110. Попов Е. В. Проектирование электроприводов крановых механизмов: Техническая коллекция Schneider Electric, 2009. Вып. 12. 46 с.
111. Озябкин А. Л., Буракова М. А., Харламов П. В., Окулова Е. С. Повышение эффективности и надежности мостовых кранов фирмы DEMAG. Строительные и дорожные машины. 2012. Вип. 4. С. 35–40.
112. Найденко Е. В. Управление электроприводом механизмов горизонтального перемещения с подвешенным грузом. Електромашинобудування та електрообладнання. 2007. Вип. 69. С. 17–22.
113. Толочко О. И., Бажутин Д. В., Палис Ф. Гашения горизонтальных упругих колебаний конструкции мостового крана. Електоромеханічні і енергозберігаючі системи. Теорія і практика. Тематичний випуск. Кременчук, 2012. Вип. 3(19). С. 336–339.
114. Березниченко З. А., Климченкова Н. В., Лагуненков С. В. Разработка рациональных режимов управления электромеханической системой мостового крана. Вісник донбаської державної машинобудівної академії. 2012. Вип. 4(29). С. 6–11.
115. Герасимяк Р. П., Найденко Е. В., Тогобицкий А. Л., Лещёв В. А. Динамические нагрузки при оптимальном управлении электроприводом механизма перемещения с подвешенным грузом. Електромашинобуд. та електрообладн. 2006. Вип. 66. С. 144–146.
116. Дорохов Н. Ю. Перспективы снижения динамических нагрузок на металоконструкции мостовых кранов с применением волновых цепных передач. Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2009. Вип. 2. С. 14 – 20.

117. Слепужніков Є. Д. Визначення динамічних навантажень при пересуванні вантажного візка мостового крана. Машинобудування. 2015. Вип. 16. С. 34–37.
118. Фідровська Н. М., Слепужніков Є. Д., Чернишенко О. В. Динамічні навантаження при пересуванні ходових коліс з гумовими вставками. Машинобудування : зб. наук. пр. Укр. інж.-пед. акад. Харків, 2015. Вип. 15. С. 87–91.
119. Debrouwere F., Vukov M., Quirynen R. Experimental validation of combined nonlinear optimal control and estimation of an overhead crane // Preprints of the 19th world congress the international federation of automatic control cape town, South Africa. 2014. URL: http://ac.els-cdn.com/S1474667016431356/1-s2.0-S1474667016431356-main.pdf?_tid=9018532c-b0b2-11e6-b50a-00000aacb35f&acdnat=1479819345_71b6593420fbf4e501dde027f 9a98d02 (дата звернення 16.04.2017).
120. Liu D., Yi J., Zhao D., Wang W. Swing-Free Transporting of Two-Dimensional Overhead Crane Using Sliding Mode Fuzzy Control // Proceeding of the American Control Conference, Boston MA, USA. 2004. URL: https://pdfs.semanticscholar.org/1cf0/84d5f43e488c5e09b0e6851360bd24402ae1.pdf (дата звернення 16.04.2017).
121. Шишкин Р. В. О выборе величины тормозного момента // SWorld - Технические науки – машиноведение и машиностроение. 2013. URL: http://www.sworld.com.ua/konfer30/930.pdf (дата звернення 16.04.2017).
122. Швед Ю. С., Орловский И. А. Управление взаимосвязанным электроприводом передвижения мостового крана. Электротехнические и компьютерные системы. 2013. Вип. 10. С. 7–15.
123. Петренко Ю. Н., Алави С. Э., Александровский С. В. Исследование работы мостового крана с контроллером нечеткой логики на основе трехмерной имитационной модели. Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. 2011. Вип. 3. С. 20–25.

124. Орловский И. А., Бут Ю. С. Математическая модель взаимосвязанного электропривода перемещения мостового крана с общей системой управления. Вісник КДПУ імені Михайла Остроградського. 2008. Вип. 4(51). С. 145–149.
125. Хиценко Н. В., Хиценко А. И., Бежин С. Р. Оптимизация переходных режимов движения грузовой тележки пролетного крана. Наукові праці Донецького національного технічного університету. Сер. : Гірничо-електромеханічна, 2013. Вип. 2. С. 280–286.
126. Бушер В. В., Мельникова Л. В., Шестака А. И. Оптимизация управления электроприводами контейнерного перегружателя при совместной работе механизмов. Электротехнические и компьютерные системы. 2015. Вип. 17. С. 23–28.
127. Григоров О. В., Стрижак В. В., Зюбанова Д. М. Підвищення енергоефективності кранів шляхом застосування частотно-регульованого приводу. Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту. 2014. Вип. 148(1). С. 33–37.
128. Щедринов А. В., Коврыжкин А. А. Система ограничения перекоса мостового крана на основе сравнения абсолютних перемещений опор. Электротехнические комплексы и системы управления. 2011. Вип. 2. С. 76–80.
129. Фираго Б. И., Васильев Д. С. Применение устройств плавного пуска и торможения асинхронных электродвигателей с короткозамкнутым ротором в электроприводах крановых механизмов передвижения. Электротехнические и компьютерные системы. 2011. Вип. 4. С. 30–38.
130. Павлова А. В., Хаджинов М. К. Система управления краном с фаззи регулятором. Информационные технологии и системы. 2012. С. 70–71.
131. Теличко Л. Я., Дорофеев А. А. Система управления электроприводами, обеспечивающая безперекосное передвижение мостовых кранов //

Вестник Воронежского государственного технического университета. 2010. URL: https://elibrary.ru/item.asp?id= 13214466 (дата звернення 16.04.2017).

132. Стрижак В. В. Особливості виникнення і усунення перекосів мостових кранів з роздільним частотно-регульованим приводом механізму пересування. Збірник наукових праць Полтавського національного технічного університету ім. Ю. Кондратюка. Сер. : Галузеве машинобудування, будівництво, 2012. Вип. 1. С. 61–66.
133. Будиков Л. Я., Шишкин Р. В., Бураков А. В. О формировании рациональных тормозных характеристик приводов передвижения мостовых кранов. Научные вести Далевского университета. 2011. Вип. 3.
134. Теличко Л. Я., Дорофеев А. А., Букарев С. Г. Снижение динамических нагрузок в ферме моста крана при помощи электрического вала. Материалы II Междунар. выставки-интернет конференции, посвящ. 50-летию ОАО «Орелэнерго» и 10-летию кафедры «Электроснабжение». Орел. 2007.
135. Теличко Л. Я., Щедринов А. В., Мещеряков В. Н. Ограничение нагрузок в металлоконструкциях мостовых кранов путем синхронизации скоростей приводных двигателей. Изв. вузов СССР. Электротехника. 1986. Вип. 3. С. 93–98.
136. Щедринов А. В., Коврыжкин А. А. Оценка влияния задатчика интенсивности на работу систем ограничения перекоса мостовых кранов. Электротехнические комплексы и системы управления. 2011. Вип. 1. С. 51–54.
137. Кочевинов Д. В., Федяева Г. А. Система управления электропривода передвижения мостового крана. Вестник Брянского государственного технического университета. Машиностроение и транспорт. 2012. Вип. 3. С. 4–11.

138. Szpytko J., Smoczek J., Łakomski D. Adaptive control system of overhead crane's movement mechanisms / URL: http://www.icc-conf.cz/Conference/ICCC2002/Proceedings/papers/271.pdf (дата звернення 16.04.2017).
139. Зайцев В. С., Харланов О. В. Адаптивная система управления электроприводом грузоподъёмного механизма крана. Вісник приазовського державного технічного університету. 2009. Вип. 19. С. 215–217.
140. Нєженцев О. Б. Зниження динамічних навантажень при гальмуванні мостового крана шляхом оптимізації механічної характеристики електроприводу. Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування. 2015. Вип. 3. С. 151–158.
141. Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Почка К. І. Оптимізація режимів пуску механізмів вантажопідйомних машин за критерієм мінімальної питомої потужності Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2013. С. 119–124.
142. Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г., Почка К. І. Енергосиловий критерій оптимізації режимів руху мостових кранів при їх пуску та гальмуванні. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2014. Вип. 83. С. 42–48.
143. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Експериментальні дослідження динаміки руху мостового крана за оптимальними законами Піднімально-транспортні машини. 2015. Вип. 15. С. 46–51.
144. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Голдун В. А. Встановлення та аналіз умов усунення коливань елементів динамічної системи "Мостовий кран-вантаж" Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. 2012. Вип. 10. С. 12–17.
145. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О. Динаміка машин. К.: ЦП „КОМПРИНТ”, 2013. 227 с.

146. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Голдун В. А. Математическое моделирование системы „механизм подъема груза – груз – транспортное средство”. Motrol. Vol 16, No 3, 2014. Lublin. С. 103-109.
147. Лойцянский Л. Г., Лурье А. И. Курс теоретической механики. Динамика. 6-е изд., перераб. и доп. Том 2. М.: Наука, 1983. 640 с.
148. Ловейкін В. С., Голдун В. А. Аналіз математичної моделі динаміки підйому вантажу прольотним краном. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія „Техніка та енергетика АПК”, 2013. 196, Частина 1. С. 93-100.
149. Александров М. П., Лысяков А. Г., Фадеев В. Н. Тормозные устройства: Справочник. М.: Машиностроение, 1985. 312 с.
150. Вешеневский С. Н. Характеристики двигателей в электроприводе. М.: Энергия, 1977. 432 с.
151. Яуре А. Г., Певзнер Е. М. Крановый электропривод: Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1988. 344 с.
152. Бахвалов Н. С., Жидков Н. П., Кобельков Г. М. Численные методы. М.: Бином, 2001. 363 с.
153. Дьяконов В. П. Mathematica 5/6/7. Полное руководство. М.: ДМК Пресс, 2009. 624 с.
154. Корн Г., Корн Т. Справочник по высшей математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1973. 832 с.
155. Демиденко Е. З. Линейная и нелинейная регрессии. М.: Финансы и статистика, 1981. 303 с.
156. Королюк В. С., Портенко Н. И., Скороход А. В., Турбин А. Ф., Королюк В.С. Справочник по теории вероятностей и матстатистике. М.: Наука, 1985. 640 с.
157. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Голдун В. А. Динамічний аналіз навантаження підвіски транспортного засобу при опусканні вантажу. Збірник наукових праць „Машинобудування”. 2015. №16. С. 22-29.

158. Вульфсон И. И. Динамические расчеты цикловых механизмов. Л.: Машиностроение, 1976. 328 с.
159. Голубенцев А. И. Интегральные методы в динамике. К.: Техніка, 1967. 350 с.
160. Артоболевский И. И. Об одном критерии режима движения машин. Доклады АН СССР, 1971. Т. 197 (№2). С. 303-306.
161. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Голдун В. А. Дослідження та аналіз методів оптимального керування динамічними системами. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія „Техніка та енергетика АПК", 2013. 185, Частина 1. С. 153-161.
162. Беллман Р. Динамическое программирование [под. ред. Воробьева Н.Н.] М.: Издательство иностранной литературы, 1960. 400 с.
163. Красовский Н. Н. Теория управления движением. М.: Наука, 1968. 476 с.
164. Черноусько Ф. Л., Колмановский В. Б. Вычислительные и приближенные методы оптимального управления. Итоги науки и техники. Серия математический анализ., 1977. Том 14. С. 101–166.
165. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Ловейкін Ю. В. Аналіз прямих варіаційних методів розв'язку задач оптимального керування. Вісник Національного університету „Львівська політехніка". Оптимізація виробничих процесів і технічний контроль у машинобудуванні та приладобудуванні, 2012 № 729. С. 70-79.
166. Ловейкін В. С., Голдун В. А. Оптимізація режиму підйому вантажу з транспортного засобу. Збірник тез доповідей 75 науково-практичної конференції Київського національного університету будівництва і архітектури (15-18 квітня 2014 року). Кафедра основ професійного навчання Київського національного університету будівництва і архітектури: тези доповіді. К., 2014 С. 28-30.
167. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Голдун В. А. Оптимізація керування механізмом підйому вантажу при підйомі та опусканні вантажу на

транспортний засіб. Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія „Техніка та енергетика АПК”. 2017. 262. С. 341-353.

168. Голдун В. А., Ромасевич Ю. О. Оптимизация переходных режимов движения механизма подъема груза. Сборник научных трудов по материалам международной заочной научно-практической конференции „Актуальные направления научных исследований XXI века”. 2015. №9 Часть 3. С. 288-292.
169. Саати Т. Принятие решений. Метод анализа иерархий. М.: Радио и связь, 1993. 278 с.
170. Ромасевич Ю. О. Оптимізація перехідних режимів руху вантажного візка прольотних кранів: дис. канд. техн. наук. 05.05.05. Київський національний університет будівництва і архітектури, 2010. 200 с.
171. Ловейкин В. С. Синтез оптимальных режимов движения механизмов грузоподъемных машин: дисс. докт. техн. наук. 05.05.05. Інженерно-педагогічна академія України, 1994. 289 с.
172. Вербжицкий В. М. Численные методы (математический анализ и обыкновенные дифференциальные уравнения). М.: Директ-Медиа, 2013. 400 с.
173. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике. М.: Наука, 1977. 872 с.
174. Ловейкін В. С., Голдун В. А. Моделювання оптимальних режимів підйому та опускання вантажу. Збірник наукових праць „Машинобудування”, 2014. 14. С. 15-23.
175. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю.О. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом. К.; Ніжин: Видавець ПП Лисенко М.М., 2010. 184 с.
176. Озябкин А. Л., Буракова М. А., Харламов П. В., Окулова Е. С. Повышение эффективности и надежности мостовых кранов фирмы DEMAG. Строительные и дорожные машины. 2012. Вип. 4. С. 35–40.

177. Шаповалов В. В., Озябкин А. Л., Харламов П. В. Применение методов физико-математического моделирования и трибоспектральной индетификации для мониторинга фрикционных механических систем. Вестник машиностроения. Издательство: Инновационное машиностроение. 2009. Вип. 5. С. 49–57.
178. Краевая задача / URL: http://matematika.phys.msu.ru/files/stud_gen/26/lekcia08.pdf (дата звернення 16.04.2017).
179. Таль электрическая ТЭ-320-51120-00. ГОСТ 22584-77. Инструкция по эксплуатации. – 38 с.
180. Бутусов А. М., Ширяев Г. А., Анисимов Г. Ф., Загродзкий О. И. [под. ред. Кудрявцева Ю.В.]. Автомобиль ГАЗ-53-12: устройство, техническое обслуживание, ремонт. М.: Транспорт, 1995. 254 с.
181. Седов Л. И. Методы подобия и размерности в механике. М.: Наука, 1977. 440 с.
182. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Голдун В. А. Фізичне моделювання навантажувально-розвантажувальних операцій на транспортних засобах. Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції «Сучасні технології виробництва зернових культур» (12 лютого 2016 р): тези доповіді. К., С. 73-74.
183. ADA-1406. Модуль ввода-вывода аналоговых и дискретных сигналов. Руководство пользователя. V1.3. ООО «ХОЛИТ Дэйта Системс». – 17 с.
184. Преобразователи частоты FR-D700: руководство по експлуатации: артикул 218004. Версия B. Mitsubishi Electric Industrial Automation, 2010. 484 с.
185. Агуров П. В. Последовательные интерфейсы ПК. Практика программирования. С.-Пб.: БХВ-Петербург, 2004. 496 с.
186. Ловейкін В. С., Голдун В. А. Реалізація частотного керування електродвигуном механізму підйому вантажу. Сборник научных трудов международной конференции «Развитие информационно-ресурсного

обеспечения образования и науки в горно-металлургической отрасли и на транспорте 2014», 2014. С. 278-284.

187. Ловейкін В. С., Голдун В. А. Програмне забезпечення для керування рухом механізму підйому мостового крана. Тези доповідей Міжнародної науково-практичної конференції «Технічне забезпечення виробництва органічної продукції та біопалив в АПК» в рамках XXVIII Міжнародної агропромислової виставки "АГРО-2016" (08-11 червня 2016 р): тези доповіді. К., С. 74-75.
188. Крамер Г. Математические методы статистики. М.: Мир, 1975. 848 с.
189. Руководство пользувателя V1.4 m-DAQ12 m-DAQ14 микросистема сбора данных с интерфейсом USB / URL: http://www.old.holit.ua/download/common/docs/hds/m-DAQ.pdf (дата звернення 16.04.2017).
190. ENC Series. Wheel type of Incremental Rotary encoder / URL: http://hidroteka.lt/wp-content/uploads/2016/08/ENC.pdf (дата звернення 16.04.2017).
191. Freescale Semiconductor. Technical Data. ±1.5g - 6g Three Axis Low-g Micromachined Accelerometer / URL: http://www.extremeelectronics.co.in/datasheets/MMA7260QT.pdf (дата звернення 16.04.2017).
192. Optoelektronische Impulsgeber Serie MOL40 / URL: https://www.megatron.de/produkte/optische-drehgeber-inkrementalgeber/optoelektronische-drehgeber-serie-mol40/download/112.html (дата звернення 16.04.2017).
193. KELY DEFY/ -SS Loadcell / URL: http://keli-cee.pl/dokumenty/134_DEFY-SS%20Datasheet.pdf (дата звернення 16.04.2017).
194. Тензорезисторы КФ4 и КФ5, Техническое описание и инструкция по наклейке / URL: http://www.155la3.ru/datafiles/kf4_kf5.pdf (дата звернення 16.04.2017).
195. Мехеда В. А. Тензометрический метод измерения деформаций. Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. 56 с.
196. Instrumentation amplifier with precision voltage reference / URL: http://www.ti.com/lit/ds/symlink/ina125.pdf (дата звернення 16.04.2017).

197. Мастер класс по поклейке тензорезисторов «Веда» / URL: https://www.youtube.com/watch?v=L-m89dwVPY4 (дата звернення 16.04.2017).
198. HY Series Power Supply Units / URL: http://www.farnell.com/ datasheets/12168.pdf (дата звернення 16.04.2017).
199. Ромасевич Ю. О., Крушельницький В. В. Апаратне забезпечення проведення експерементальних досліджень динаміки механізмів вантажопідйомних кранів. Науковий вісник національного університету біоресурсів і природокористування України, серія «Техніка та енергетика АПК». К., 2014. Вип. 196, частина 1. С. 315–322.
200. ASCII Table and Description / URL: http://www.asciitable.com/ (дата звернення 16.04.2017).
201. Inverter FR-E700 instruction manual (Basic) / URL: http://dl.mitsubishielectric.com/dl/fa/document/manual/inv/ib0600441eng/ib0600441enga.pdf (дата звернення 16.04.2017).
202. Галисиев Г.В. Компоненты в Delphi 7. Професиональная работа. М.: Издательский дом «Вильямс», 2004. 624 с.
203. Исходник програмы, а также компонент _TBComPort_, предназначенный для обмена данными с внешними устройствами через интерфейс RS-232 в асинхронном или синхронном режиме / URL: http://www.delphisources.ru/pages/sources/system/2005_year/bcom _port.html (дата звернення 16.04.2017).
204. DS_US232R-10(R-100/500) USB to RS232 Adapter cable / URL: http://www.ftdichip.com/Support/Documents/DataSheets/Cables/DS_US232R-10_R-100-500.pdf (дата звернення 16.04.2017).
205. Installation Manual FR-RJ45 Hub10 / Mitsubishi Electric. URL: http://back.es-electro.ru/res/production/files/fr_rj45_im_r.pdf (дата звернення 16.04.2017).

206. ATMEL 8-BIT MICROCONTROLLER WITH 4/8/16/32KBYTES IN-SYSTEM PROGRAMMABLE FLASH / URL: http://www.atmel.com/images/Atmel-8271-8-bit-AVR-Microcontroller-ATmega48A-48PA-88A-88PA-168A-168PA-328-328P_datasheet_Complete.pdf (дата звернення 16.04.2017).
207. Arduino Nano / URL: https://www.arduino.cc/en/Main/ArduinoBoardNano (дата звернення 16.04.2017).
208. 24-Bit Analog-to-Digital Converter (ADC) for Weigh Scales / URL: https://www.cdn.sparkfun.com/datasheets/Sensors/ForceFlex/hx711_english.pdf (дата звернення 16.04.2017).
209. Future Technology Devices International Ltd. FT232R USB UART IC / URL: http://www.ftdichip.com/Support/Documents/DataSheets/ICs/DS_FT232R.pdf (дата звернення 16.04.2017).
210. Weigh Objects with an Arduino Scale / URL: https://create.arduino.cc/projecthub/team-arduinotronics/arduino-scale-b821ae (дата звернення 16.04.2017).
211. Make your weighing scale hack using arduino and hx711 / URL: http://www.instructables.com/id/Make-your-weighing-scale-hack-using-arduino/?ALLSTEPS (дата звернення 16.04.2017).
212. Описание интерфейса I2C / URL: http://t.bratsk.su/radio/interface/i2c/Opisanie%20interveisa%20I2C.pdf (дата звернення 16.04.2017).
213. ME SERIES MINI LIMIT SWITCHES / URL: http://file.yizimg.com/362990/2012042814114726.pdf (дата звернення 16.04.2017).
214. Hastings C., Mischo K., Morrison M. Hands-On Start to Wolfram Mathematica: And Programming with the Wolfram Language. Wolfram Media: Incorporated, 2016. 149 p.
215. Гайдамака В. Ф. Дослідження засобів підвищення виробничої ефективності і якості роботи вантажопідйомних машин при безступеневому керуванні: дисс. доктора техн. наук: 05.05.05. Х., 1994. 51 с. [дисертація у формі доповіді].

216. Зельдович Я. Б., Мышкис А. Д. Элементы прикладной математики. М.: Наука, 1965. 616 с.
217. Ловейкін В. С., Голдун В. А. Ромасевич Ю.О. Експериментальні дослідження динаміки підйому і опускання вантажу за оптимальними законами. Підйомно-транспортна техніка. 2016. 1 (49). С. 21-31.
218. Радченко С. Г. Методология регрессионного анализа К.: Корнийчук, 2011. 376 с.
219. Васильев Н. А. Mathematica. Практический курс с примерами решения прикладных задач. К.: ВЕК+. 448 с.
220. Loveikin V., Romasevych Yu., Goldun V. Experimental research of the dynamics of lifting and lowering a load on a vehicle. Motrol. Vol 19. No 3. 2017. P. 129-135.
221. LowpassFilter / URL: http://reference.wolfram.com/language/ref/LowpassFilter.html (дата звернення 16.04.2017).
222. Наказ від 18.06.2007, N 132. Про затвердження Правил будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів // Державний комітет україни з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду URL: http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/z0784-07 (дата звернення 16.04.2017).
223. Соколовский Г.Г. Электроприводы переменного тока с частотным регулированием. М. : Academia, 2006. 265 с.
224. Толочко О. И., Чекавский Г. С., Розкаряка П. И. Скалярное частотное управление асинхронным электроприводом с улучшенными динамическими характеристиками. Електромеханічні і енергозберігаючі системи. 2012. Вип. 3(19). С. 309-312.
225. Фираго Б. И. Теория электропривода. Минск.: ЗАО Техноперспектива", 2004. 527 с.
226. MICROMASTER, MICROMASTER Vector, MIDIMASTER Vector, COMBIMASTER / URL: http://www.ectsales.com/home/180006094/180006094/micromaster%206se92.pdf (дата звернення 16.04.2017).

227. Преобразователь частоты FRA-701. Руководство по эксплуатации (прикладное). FRA-721 класс мощности от 5,5К до 55К. FRA-741 класс мощности от 5,5К до 55К / URL: http://www.privod.ru/files/FR-A701.pdf (дата звернення 16.04.2017).
228. Шевчук О. Г. Оптимізація режиму зміни вильоту баштового крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою : дис. канд. техн. наук : 05.05.05. Нац. ун-т біоресурсів і природокористування України. К., 2016. 222 с.
229. Тензодатчики ЗАО "ИТЦ "КРОС" / URL: http://itc-kros.ru/oghs/124-detectors-kros.html (дата звернення 16.04.2017).
230. Готлиб Б. М. Введение в мехатронику. Екатеринбург: Изд-во Уральского государственного университета путей сообщения, 2007. 782 с.
231. Bishop R. H. The mechatronics handbook. Austin: CRC PRESS, 2002. 1229 p.
232. Шабаєв О. Є. Наукові основи аналізу і синтезу гірничих машин як мехатронних систем: автореф. дис. на здоб. ступ. докт. техн. наук: спец. 05.05.06. Донецьк, 2011. 35 с.
233. Alciatore D. G., Histand M. B. Introduction to Mechatronics and Measurement Systems. NY.: McGraw-Hill, 2011. 573 p.
234. Исин Т., Симояна И., Иноуэ Х. и др. Мехатроника. [под. ред. Василькова В. В.; пер. с японского Масленников С. Л.]. М.: Мир, 1988. 318 с.
235. Генри С. Уоррен мл. Алгоритмические трюки для программистов. М.: Издательский дом „Вильямс”, 2007. 288 с.
236. Ловейкін В. С., Ромасевич Ю. О., Човнюк Ю. В. Мехатроніка. К.: ЦП „КОМПРІНТ”, 2012. 358 с.
237. Пат. 31547 Україна, МПК (2006) B66C 13/22. Пристрій для керування електроприводом механізму підйому прогінного крана. В. С. Ловейкін, В. Ф. Ярошенко, Ю. О. Ромасевич; заявник та власник Національний

аграрний університет. № u 2007 14347; заявл. 19.12.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. №7.

238. Пат. 86764 Україна, МПК B66C 13/22. Пристрій для керування механізмом підйому вантажу прольотного крана. В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, В. А. Голдун; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. № u2013 08106; заявл. 26.06.2013; опубл. 25.11.2013, Бюл. №22.
239. Пат. 86763 Україна, МПК B66C 13/22. Спосіб керування електродвигуном механізму підйому вантажу мостового крана. В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич, В. А. Голдун; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. № u2013 08105; заявл. 26.06.2013; опубл. 25.11.2013, Бюл. №22.
240. Ловейкін В. С., Голдун В. А. Розрахунок економічної ефективності за рахунок підвищення енергоефективності роботи механізму підйому вантажу. Збірник тез доповідей XVI міжнародної конференції науково-педагогічних працівників, наукових співробітників та аспірантів «Проблеми та перспективи розвитку технічних та біоенергетичних систем природокористування: конструювання та дизайн" (23-25 березня 2016 р.): тези доповіді. К., 2016. С. 25.
241. Ловейкін В. С., Голдун В. А. Підвищення надійності механізму підйому вантажу шляхом зменшення динамічних навантажень його елементів. Збірник тез доповідей III міжнародної конференції «Крамаровські читання" (17-18 лютого 2016 р.): тези доповіді. К., 2016. С. 98-100.
242. Штейнер Р. Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты. Екатеринбург: УРО РАН, 2000. 654 с.
243. Постанова Кабінету Міністрів України від 15.08.2005 № 745 „Про перехід до єдиних тарифів на електричну енергію, що відпускається споживачам" [Електронний ресурс] – Режим доступу: URL:

http://zakon4.rada.gov.ua/laws/show/745-2005-п (29.10.14) – Назва з екрану.

244. Постанова Національної комісії, що здійснює державне регулювання у сфері енергетики від 26.11.2015 №2875 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: URL: http://www.nerc.gov.ua/?id=18028 (20.12.15) – Назва з екрану.
245. Тарифы на электрическую энергию (кроме населения). Розничные тарифы для потребителей электрической энергии в городе Киеве с учетом НДС, которые вводятся в действие с 1 декабря 2015 года [Электронный ресурс] – Режим доступа: URL: http://kyivenergo.ua/ru/ee-company/tarifi (20.112.15) – Название с экрана.
246. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1977. 232 с.
247. Дукельский А. И. Справочник по кранам. В 2-х томах. Общие расчеты, материалы, приводы, металлические конструкции. М.-Л.: Машгиз, 1961. Т. 1 455 с.
248. Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений (Основные положения). М.: ЦНИИТЭ, 1978. 78 с.

ДОДАТКИ

Додаток А

Проміжні результати розрахунків оптимальних режимів руху механізму підйому вантажу

Функція-розв'язок крайової задачі (3.13):

$$x_{\text{в.}} = \frac{1}{(t_i - t_{1+i})^{12}}(4096t^6C_1(t + t_i - t_{1+i})^6 + t(t_i - t_{1+i})^{12}v_{t_i} + (t_i - t_{1+i})^{12}x_{\text{в.}t_i} - 2t^6(t_i - t_{1+i})^6(512(-t_i + t_{1+i})v_{t_i} + 281(t_i - t_{1+i})v_{t_{1+i}} + 1255x_{\text{в.}t_i} + 793(s + x_{\text{в.}t_i})) + 6t^7(-t_i + t_{1+i})^5(947(-t_i + t_{1+i})v_{t_i} + 617(t_i - t_{1+i})v_{t_{1+i}} + 2378x_{\text{в.}t_i} + 1718(s + x_{\text{в.}t_i})) - 15t^8(t_i - t_{1+i})^4(892(-t_i + t_{1+i})v_{t_i} + 661(t_i - t_{1+i})v_{t_{1+i}} + 2279x_{\text{в.}t_i} + 1817(s + x_{\text{в.}t_i})) + 6t^{11}(-t_i + t_{1+i})(793(-t_i + t_{1+i})v_{t_i} + 751(t_i - t_{1+i})v_{t_{1+i}} + 2090x_{\text{в.}t_i} + 2006(s + x_{\text{в.}t_i})) + 5t^9(-t_i + t_{1+i})^3(3403(-t_i + t_{1+i})v_{t_i} + 2787(t_i - t_{1+i})v_{t_{1+i}} + 8808x_{\text{в.}t_i} + 7576(s + x_{\text{в.}t_i})) - 2t^{10}(t_i - t_{1+i})^2(6140(-t_i + t_{1+i})v_{t_i} + 5447(t_i - t_{1+i})v_{t_{1+i}} + 16053x_{\text{в.}t_i} + 14667(s + x_{\text{в.}t_i})) - 4t^{12}(193(-t_i + t_{1+i})(v_{t_i} - v_{t_{1+i}}) + 512(s + 2x_{\text{в.}t_i}))) \quad \text{(A.1)}$$

Корінь кубічного рівняння (3.14), який обраний для подальших розрахунків:

$$-\frac{b}{3a} - \frac{2^{1/3}(-b^2 + 3ac)}{3a(-2b^3 + 9abc - 27a^2d + \sqrt{-4(b^2 - 3ac)^3 + (2b^3 - 9abc + 27a^2d)^2})^{1/3}} + \frac{(-2b^3 + 9abc - 27a^2d + \sqrt{-4(b^2 - 3ac)^3 + (2b^3 - 9abc + 27a^2d)^2})^{1/3}}{32^{1/3}a} \quad \text{(A.2)}$$

Додаток Б

Розв’язок задачі оптимального за критерієм (3.16) режиму зміни швидкості руху механізму підйому вантажу

Для визначення наближеного розв’язку задачі оптимізації режиму зміни швидкості механізму підйому вантажу (3.7)-(3.10), (3.14) використаємо метод, сутність якого викладена у роботі [62]. Для цього знайдемо вищі похідні функції (А.1) за часом та підставимо отримані вирази у підінтегральний вираз функціоналу (3.16). Після цього розрахуємо вираз визначеного інтеграла (3.16), який містить параметр C_1, що дає змогу знайти мінімальне значення критерію (3.16) шляхом підбору величини C_1. Для цього необхідно розв’язати наступне рівняння:

$$\frac{\partial\, I_1}{\partial C_1} = 0. \tag{Б.1}$$

Розв’язок рівняння (Б.1) відносно невідомого параметра C_1 записуэться у наступному вигляді:

$$\begin{aligned} C_1 = (&2c_к^2 m_в^2(-t_i + t_{1+i})^4(409(-t_i + t_{1+i})(v_{t_i} - v_{t_{1+i}}) + 1280(s \\ &+ 2x_{в.t_i})) + c_к m_в m_п(-t_i + t_{1+i})^2(4c_к(-t_i + t_{1+i})^2(409(-t_i \\ &+ t_{1+i})(v_{t_i} - v_{t_{1+i}}) + 1280(s + 2x_{в.t_i})) - 15m_в(14243(-t_i \\ &+ t_{1+i})(v_{t_i} - v_{t_{1+i}}) + 40960(s + 2x_{в.t_i}))) \\ &+ m_п^2(47880m_в^2(369(-t_i + t_{1+i})(v_{t_i} - v_{t_{1+i}}) + 1024(s \\ &+ 2x_{в.t_i})) + 2c_к^2(-t_i + t_{1+i})^4(409(-t_i + t_{1+i})(v_{t_i} - v_{t_{1+i}}) \\ &+ 1280(s + 2x_{в.t_i})) - 15c_к m_в(-t_i + t_{1+i})^2(14243(-t_i \\ &+ t_{1+i})(v_{t_i} - v_{t_{1+i}}) + 40960(s \\ &+ 2x_{в.t_i})))/(5120(19152m_в^2 m_п^2 - 240c_к m_в m_п(m_в \\ &+ m_п)(-t_i + t_{1+i})^2 + c_к^2(m_в + m_п)^2(-t_i + t_{1+i})^4)); \end{aligned} \tag{Б.2}$$

Таким чином, знайдено наближений розв’язок задачі оптимального керування рухом механізму підйому вантажу (3.7)-(3.10), (3.16).

Додаток В

ДЕРЖАВНА СЛУЖБА ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОЇ ВЛАСНОСТІ УКРАЇНИ

УКРАЇНА **(19) UA** **(11) 111103** **(13) U**

(51) МПК
B66C 13/18 (2006.01)

(12) ОПИС ДО ПАТЕНТУ НА КОРИСНУ МОДЕЛЬ

(21) Номер заявки: **u 2016 06571**
(22) Дата подання заявки: **15.06.2016**
(24) Дата, з якої є чинними права на корисну модель: **25.10.2016**
(46) Публікація відомостей про видачу патенту: **25.10.2016, Бюл.№ 20**

(72) Винахідник(и):
Ловейкін Вячеслав Сергійович (UA),
Ромасевич Юрій Олександрович (UA),
Крушельницький Віктор Васильович (UA)

(73) Власник(и):
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ,
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ-41, 03041 (UA)

(54) СПОСІБ КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗМОМ ПЕРЕМІЩЕННЯ ПРОЛЬОТНОГО КРАНА

(57) Реферат:

Спосіб керування механізмом переміщення прольотного крана, відповідно до якого, вимірюють довжину підвісу канату і визначають час перехідного процесу пуску. Крім цього визначається маса вантажу та до усталеної (номінальної) швидкості прольотний кран розганяється по визначеному закону зміни швидкості:

$\dot{x}_0=(30k((L/g)+((m+m_1)/c))u_{ном}(k^3(8T^3+2tT^2(-12+k^2T^2)+4t^3(-4+k^2T^2)+3t^2\cdot(8T-2k^2T^3))+4k(k^2t(3t^2-$
$-4tT)+k^2(t^3-2t^2T+T^3)\cos(kT)+2T\cdot((12k-k^3T^2)\cdot\cos(kt)+12(-k\cdot\cos(kt)+k\cdot\cos(k(t-T)))-k(12kt+k^3T^2(-t+$
$+T))\cdot\sin(kt)+k\cdot((-12+k^2T^2)\cos(k(t-T))-3kT(-2t+T)(k\cdot\cos(kt)+k\cdot\cos(k(t-T)))-k(-12t+12T+k^2tT^2)\sin(k(t-$
$-T))+6kT(\sin(kt)+\sin(k(t-T)))))+(6k^2(4t-2T)+2k^4t^2\cdot(t-T)+2k^4t(t-T)^2)T\cdot\sin(kT)))/$
$/(T(-2880-240k^2T^2-24k^4T^4+k^6T^6+24(120-50k^2T^2+k^4T^4)\cos(kT)+kT(2880-240/k^2T^2+k^4T^4)\cdot\sin(kT)))+$
$+(60k^3Lm_1u_{ном}(k(-48t+24T+12k^2tT^2-6k^2T^3)+24kt\cdot\cos(kT)+24k(t-T)\cdot\cos(kT)+T(k(-12+$
$+k^2T^2)\cos(kt)+k(-12+k^2T(-6t+5T))\cos(kt)+k(12-k^2T^2)\cos(k(t-T))+k(12+k^2T(-6t+T))\cos(k(t-T))-6k^2T$
$\sin(kt)-k^2(t-T)(-12+k^2T^2)\cdot\sin(kt)-6k^2T\sin(k(t-T))-k^2t(12-k^2T^2)\sin(k(t-T)))+k^2(12t-6T)\cdot$
$\cdot T\sin(kT)))/(cgT(-2880-240k^2T^2-24k^4T^4+k^6T^6+24(120-50k^2T^2+k^4T^4)\cdot\cos(kT)+kT(2880-$
$-240k^2T^2+k^4T^4)\sin(kT)))+(u_{ном}(-2880kT+k^7t^4(4t-6T)T^2-240k^3T^3+4k^7t^3T^2(2t^2-6tT+5T^2)-4k^5t^2(8t^3-18t^2T+$
$+30tT^2-20T^3)-8k^5t(2t^4-6t^3T+15t^2T^2-20tT^3+15T^4)+8k(360T-90k^2tT^2-30k^2T^2(3t+2T)+k^4(6t^5-$
$-15t^4T+15t^2T^3))\cos(kT)+120T(k(-12+k^2T^2)\cdot\cos(kt)+k(36+k^2T(-6t+T))\cos(kt)-k(-12+k^2T^2)\cos(k(t-T))+$
$+k(-36+k^2T(-6t+5T))\cos(k(t-T))-6k^2T\sin(kt)-k^2(t(-12+k^2T^2)-T(12+k^2T^2))\sin(kt)-6k^2T\sin(k(t-T))+$
$+k^2(-12t+24T+k^2tT^2)\cdot\sin(k(t-T)))+T(k^6t^4\cdot(4t-6T)+60k^4t^2(t-3T)+60k^4t^2(t+T)+$
$+120k^4t(t-3T)(t+T)+120k^2(12t+18T)+4k^6t^3(2t^2-6tT+5T^2))\sin(kT)))/(2kT(-2880-240k^2T^2-24k^4T^4+$
$+k^6T^6+24(120-50k^2T^2+k^4T^4)\cos(kT)+kT(2880-240k^2T^2+k^4T^4)\sin(kT))),$

де T - тривалість перехідного процесу пуску електропривода механізму переміщення мостового крана;

$v_{ном}$ - номінальна швидкість прольотного крана;

L - довжина канату, на якому підвішений вантаж;

g - прискорення вільного падіння;

t - час;

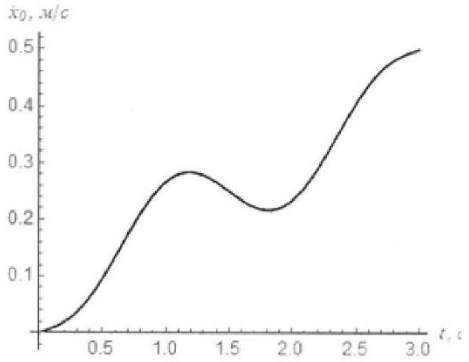
$k=\sqrt{\frac{m+m_1}{m_1}\cdot\frac{g}{L}}$ - частота власних коливань вантажу відносно кранової балки;

m_1 - приведена маса візка з прогоном крана;

m - приведена маса вантажу;

UA 111103 U

c - приведена жорсткість металоконструкції прогону крана у горизонтальному напрямку.



Фіг. 1

Корисна модель належить до галузі машинобудування, а саме - способів керування приводами підйомно-транспортних механізмів.

Відомий аналог керування механізмом переміщення візка (Патент № 87236, опубл. 25.06.2009 р. бюл. № 12), який включає розгін візка по визначеному закону зміни швидкості.

Недоліком аналога є те, що при розгоні та гальмуванні крана у його металоконструкції виникають значні динамічні навантаження, які знижують довговічність крана.

Корисною моделлю поставлена задача зменшити динамічні навантаження на металоконструкцію крана під час перехідних режимів пуску механізму переміщення крана.

Поставлена корисною моделлю задача вирішується тим, що у способі керування механізмом переміщення прольотного крана, відповідно до якого, вимірюють довжину підвісу канату і визначають час перехідного процесу пуску, згідно з корисною моделлю, визначається маса вантажу та до усталеної (номінальної) швидкості прольотний кран розганяється по визначеному закону зміни швидкості:

$$\ddot{x}_0 = (30k((L/g)+((m+m_1)/c))v_{ном}(k^3(8T^3+2tT^2(-12+k^2T^2)+4t^3(-4+k^2T^2)+3t^2\cdot(8T-2k^2T^3))+4k(k^2t(3t^2-tT)+$$
$$+k^2(t^3-2t^2T+T^3)\cos(kT)+2T\cdot((12k-k^3T^2)\cdot\cos(kt)+12(-k\cdot\cos(kt)+k\cdot\cos(k(t-T)))-k(12kt+k^3T^2(-t+$$
$$+T))\cdot\sin(kt)+k\cdot((-12+k^2T^2)\cos(k(t-T))-3kT(-2t+T)(k\cdot\cos(kt)+k\cdot\cos(k(t-T)))-k(-12t+12T+$$
$$+k^2tT^2)\sin(k(t-T))+6kT(\sin(kt)+\sin(k(t-T)))))+(6k^2(4t-2T)+2k^4t^2\cdot(t-T)+2k^4t(t-T)^2)T\cdot\sin(kT)))/$$
$$/(T(-2880-240k^2T^2-24k^4T^4+k^6T^6+24(120-50k^2T^2+k^4T^4)\cos(kT)+kT(2880-240/k^2T^2+$$
$$+k^4T^4)\cdot\sin(kT)))+(60k^3Lm_1v_{ном}(k(-48t+24T+12k^2tT^2-6k^2T^3)+24kt\cdot\cos(kT)+24k(t-T)\cdot\cos(kT)+T(k(-12+$$
$$+k^2T^2)\cos(kt)+k(-12+k^2T(-6t+5T))\cos(kt)+k(12-k^2T^2)\cos(k(t-T))+k(12+k^2T(-6t+T))\cos(k(t-T))-$$
$$-6k^2T\sin(kt)-k^2(t-T)(-12+k^2T^2)\cdot\sin(kt)-6k^2T\sin(k(t-T))-k^2t(12-k^2T^2)\sin(k(t-T)))+$$
$$+k^2(12t-6T)\cdot T\sin(kT)))/(cgT(-2880-240k^2T^2-24k^4T^4+k^6T^6+24(120-50k^2T^2+k^4T^4)\cdot\cos(kT)+$$
$$+kT(2880-240k^2T^2+k^4T^4)\sin(kT)))+(v_{ном}(-2880kT+k^7t^4(4t-6T)T^2-240k^3T^3+4k^7t^3T^2(2t^2-6tT+5T^2)-$$
$$-4k^5t^2(8t^3-18t^2T+30tT^2-20T^3)-8k^5t(2t^4-6t^3T+15t^2T^2-20tT^3+15T^4)+8k(360T-90k^2tT^2-$$
$$-30k^2T^2(3t+2T)+k^4(6t^5-15t^4T+15t^2T^3))\cos(kT)+120T(k(-12+k^2T^2)\cdot\cos(kt)+k(36+k^2T(-6t+T))\cos(kt)-$$
$$-k(-12+k^2T^2)\cos(k(t-T))+k(-36+k^2T(-6t+5T))\cos(k(t-T))-6k^2T\sin(kt)-k^2(t(-12+k^2T^2)-$$
$$-T(12+k^2T^2))\sin(kt)-6k^2T\sin(k(t-T))+k^2(-12t+24T+k^2tT^2)\cdot\sin(k(t-T)))+T(k^6t^4\cdot(4t-6T)+$$
$$+60k^4t^2(t-3T)+60k^4t^2(t+T)+120k^4t(t-3T)(t+T)+120k^2(12t+18T)+4k^6t^3(2t^2-6tT+5T^2))\sin(kT)))/$$
$$/(2kT(-2880-240k^2T^2-24k^4T^4+k^6T^6+24(120-50k^2T^2+k^4T^4)\cos(kT)+kT(2880-240k^2T^2+k^4T^4)\sin(kT))),$$

де T - тривалість перехідного процесу пуску електропривода механізму переміщення мостового крана;

$v_{ном}$ - номінальна швидкість прольотного крана;

L - довжина канату, на якому підвішений вантаж;

g - прискорення вільного падіння;

t - час;

$k = \sqrt{\frac{m+m_1}{m_1}\cdot\frac{g}{L}}$ - частота власних коливань вантажу відносно кранової балки;

m_1 - приведена маса візка з прогоном крана;

m - приведена маса вантажу;

c - приведена жорсткість металоконструкції прогону крана у горизонтальному напрямку.

Приклад здійснення способу.

Перехідні процеси пуску механізму переміщення крана відбувається за певним законом, для знаходження якого використано інтегральний критерій (для оптимізації перехідного процесу пуску), він являє собою середньоквадратичне значення інтенсивності зміни функції зусилля, що діє на металоконструкцію прогону крана:

$$I_F = \left\{\frac{1}{T}\int_0^{t_1}\ddot{F}^2dt\right\}^{1/2} \to \min, \quad (1)$$

де t - час, T - тривалість перехідного процесу пуску електропривода механізму переміщення мостового крана, F - зусилля, що діє на кранову балку під час розгону крана. Крапка над символом означає диференціювання за часом. Підінтегральний вираз критерію (1) знаходиться за виразом:

$$\ddot{F} = m_1\frac{L}{g}\overset{VI}{x} + (m_1+m)\overset{VI}{x},$$

де x - узагальнена координата переміщення вантажу.

В результаті тривалість перехідних процесів руху прогону крана зростає незначно, а динамічні навантаження, що діють на металоконструкцію прогону крана мінімізуються. Для

процесу гальмування зміна швидкості приводу відбувається за законом, який є симетричним до процесу розгону.

Суть корисної моделі пояснюється графіками: на фіг. 1 - представлено зміни швидкості кінцевих балок $\dot{x}_0$ при розгоні, на фіг. 2 - зміни середньоквадратичного значення зусилля F_M, що діє на металоконструкцію прогону крана, на фіг. 3 - відхилення вантажу від вертикалі під час процесу пуску (всі представлені графіки побудовані за умов: номінальна швидкість 0,5 м/с, довжина гнучкого підвісу - 3 м, час перехідного процесу - 3 с, маса вантажу - 3200 кг, маса кінцевих балок - 670 кг, прискорення вільного падіння - 9,8 м/с^2).

Технічне рішення корисної моделі являє собою оптимальний режим руху, що зводить до мінімуму динамічні навантаження, які діють на металоконструкцію прогону крана, та збільшують його довговічність.

ФОРМУЛА КОРИСНОЇ МОДЕЛІ

Спосіб керування механізмом переміщення прольотного крана, відповідно до якого, вимірюють довжину підвісу канату і визначають час перехідного процесу пуску, який **відрізняється** тим, що визначається маса вантажу та до усталеної (номінальної) швидкості прольотний кран розганяється по визначеному закону зміни швидкості:

$$\dot{x}_0 =(30k((L/g)+((m+m_1)/c))u_{ном}(k^3(8T^3+2tT^2(-12+k^2T^2)+4t^3(-4+k^2T^2)+3t^2\cdot(8T-2k^2T^3))+4k(k^2t(3t^2-$$
$$-4tT)+k^2(t^3-2t^2T+T^3)\cos(kT)+2T\cdot((12k-k^3T^2)\cdot\cos(kt)+12(-k\cdot\cos(kt)+k\cdot\cos(k(t-T)))-k(12kt+k^3T^2(-t+$$
$$+T))\cdot\sin(kt)+k\cdot((-12+k^2T^2)\cos(k(t-T))-3kT(-2t+T)(k\cdot\cos(kt)+k\cdot\cos(k(t-T)))-k(-12t+12T+k^2tT^2)\sin(k(t-$$
$$-T))+6kT(\sin(kt)+\sin(k(t-T)))))+(6k^2(4t-2T)+2k^4t^2\cdot(t-T)+2k^4t(t-T)^2)T\cdot\sin(kT)))/$$
$$/(T(-2880-240k^2T^2-24k^4T^4+k^6T^6+24(120-50k^2T^2+k^4T^4)\cos(kT)+kT(2880-240/k^2T^2+k^4T^4)\cdot\sin(kT)))+$$
$$+(60k^3Lm_1u_{ном}(k(-48t+24T+12k^2tT^2-6k^2T^3)+24kt\cdot\cos(kT)+24k(t-T)\cdot\cos(kT)+T(k(-12+$$
$$+k^2T^2)\cos(kt)+k(-12+k^2T(-6t+5T))\cos(kt)+k(12-k^2T^2)\cos(k(t-T))+k(12+k^2T(-6t+T))\cos(k(t-T))-6k^2T$$
$$\sin(kt)-k^2(t-T)(-12+k^2T^2)\cdot\sin(kt)-6k^2T\sin(k(t-T))-k^2t(12-k^2T^2)\sin(k(t-T)))+k^2(12t-6T)\cdot$$
$$\cdot T\sin(kT)))/(cgT(-2880-240k^2T^2-24k^4T^4+k^6T^6+24(120-50k^2T^2+k^4T^4)\cdot\cos(kT)+kT(2880-$$
$$-240k^2T^2+k^4T^4)\sin(kT)))+(u_{ном}(-2880kT+k^7t^4(4t-6T)T^2-240k^3T^3+4k^7t^3T^2(2t^2-6tT+5T^2)-4k^5t^2(8t^3-18t^2T+$$
$$+30tT^2-20T^3)-8k^5t(2t^4-6t^3T+15t^2T^2-20tT^3+15T^4)+8k(360T-90k^2tT^2-30k^2T^2(3t+2T)+k^4(6t^5-$$
$$-15t^4T+15t^2T^3))\cos(kT)+120T(k(-12+k^2T^2)\cdot\cos(kt)+k(36+k^2T(-6t+T))\cos(kt)-k(-12+k^2T^2)\cos(k(t-T))+$$
$$+k(-36+k^2T(-6t+5T))\cos(k(t-T))-6k^2T\sin(kt)-k^2(t(-12+k^2T^2)-T(12+k^2T^2))\sin(kt)-6k^2T\sin(k(t-T))+$$
$$+k^2(-12t+24T+k^2tT^2)\cdot\sin(k(t-T)))+T(k^6t^4\cdot(4t-6T)+60k^4t^2(t-3T)+60k^4t^2(t+T)+$$
$$+120k^4t(t-3T)(t+T)+120k^2(12t+18T)+4k^6t^3(2t^2-6tT+5T^2))\sin(kT)))/(2kT(-2880-240k^2T^2-24k^4T^4+$$
$$+k^6T^6+24(120-50k^2T^2+k^4T^4)\cos(kT)+kT(2880-240k^2T^2+k^4T^4)\sin(kT))),$$

де T - тривалість перехідного процесу пуску електропривода механізму переміщення мостового крана;

$v_{ном}$ - номінальна швидкість прольотного крана;

L - довжина канату, на якому підвішений вантаж;

g - прискорення вільного падіння;

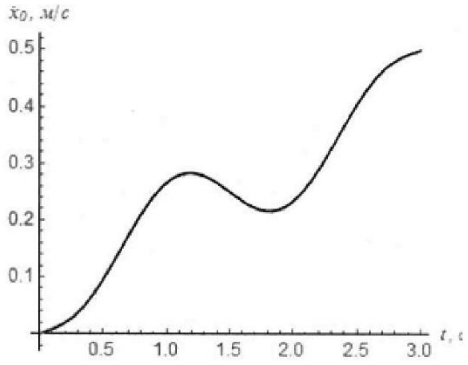
t - час;

$k=\sqrt{\frac{m+m_1}{m_1}\cdot\frac{g}{L}}$ - частота власних коливань вантажу відносно кранової балки;

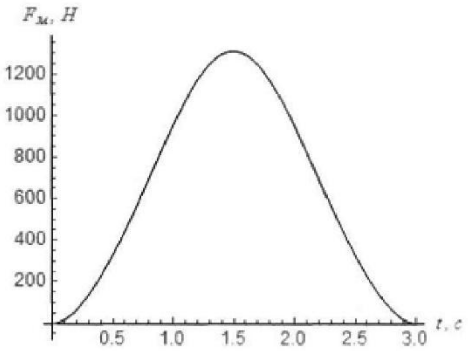
m_1 - приведена маса візка з прогоном крана;

m - приведена маса вантажу;

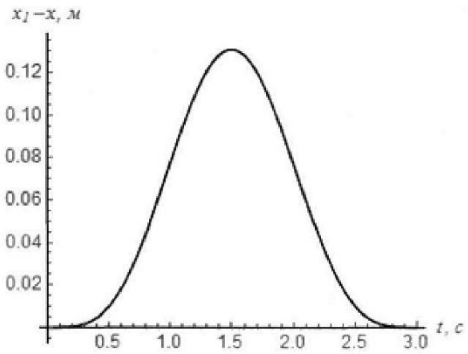
c - приведена жорсткість металоконструкції прогону крана у горизонтальному напрямку.



Фіг. 1



Фіг. 2



Фіг. 3

Комп'ютерна верстка Л. Литвиненко

Державна служба інтелектуальної власності України, вул. Василя Липківського, 45, м. Київ, МСП, 03680, Україна

ДП "Український інститут інтелектуальної власності", вул. Глазунова, 1, м. Київ – 42, 01601

Додаток Г

Таблиця Г.1

Розрахункові значення динамічних параметрів перехідного процесу пуску мостового крана при оптимальному керуванні

Параметр		Значення зусилля		
Середньоквадратичні значення	Довжина канату *l*, м	3м	5м	7м
	Маса вантажу 5т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, *Н*	11416	10911	10447
	Рушійне зусилля $F_р$, *Н*	21258	20375	19640
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, *Н·м*	735	705	680
	Кут відхилення вантажного канату, °	2,8	2,4	1,7
	Маса вантажу 10т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_р$, *Н*	13166	12911	12362
	Рушійне зусилля $F_р$, *Н*	22979	22451	21623
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, *Н·м*	795	777	748
	Кут відхилення вантажного канату, °	3,1	2,5	1,8
	Маса вантажу 20т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, *Н*	16477	16883	16313
	Рушійне зусилля $F_р$, *Н*	26294	26537	25671
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, *Н·м*	910	919	889
	Кут відхилення вантажного канату, °	2,2	2,4	1,7
Максимальні значення	Маса вантажу 5т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, *Н*	19210	16355	13550
	Рушійне зусилля $F_р$, *Н*	34874	29227	24943
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, *Н·м*	1207	1012	863
	Кут відхилення вантажного канату, °	5	4,6	4,5
	Маса вантажу 10т			

	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	22169	20265	17190
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	37832	33233	27869
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	1310	1150	965
	Кут відхилення вантажного канату, °	5,2	4,65	4,52
	Маса вантажу 20т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	26482	27991	24924
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	42336	41351	35222
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	1465	1431	1219
	Кут відхилення вантажного канату, °	3,3	4,5	4,6

Додаток Д

Таблиця Д.1

Розрахункові значення динамічних параметрів перехідного процесу пуску мостового крана при оптимальному керуванні

Параметр		Значення зусилля		
Середньоквадратичні значення	Довжина канату l, м	3м	5м	7м
	Маса вантажу 5т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	10531	10517	10229
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	19921	19807	19280
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	690	686	667
	Кут відхилення вантажного канату, °	2,2	1,3	1,3
	Маса вантажу 10т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	12316	12284	12062
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	22848	21914	21437
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	756	759	742
	Кут відхилення вантажного канату, °	2,2	1,3	1,3
	Маса вантажу 20т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	16284	15708	15718
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	26193	25344	25057
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	907	877	867
	Кут відхилення вантажного канату, °	2,3	1,3	1,3
Максимальні значення	Маса вантажу 5т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	17084	17845	15841
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	32556	33016	28809
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	1127	1143	997
	Кут відхилення вантажного канату, °	3,4	3,4	3,8
	Маса вантажу 10т			

	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	19167	20880	19362
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	35207	36909	33058
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	1218	1277	1144
	Кут відхилення вантажного канату, °	3,5	3,2	3,7
	Маса вантажу 20т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	24306	25980	26130
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	42206	43082	40802
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	1461	1491	1412
	Кут відхилення вантажного канату, °	3,8	3,2	3,5

Додаток Е

Таблиця Е.1

Розрахункові значення динамічних параметрів перехідного процесу пуску мостового крана при оптимальному керуванні

Параметр		Значення зусилля		
1	2	3	4	5
Середньоквадратичні значення	Довжина канату l, м	3м	5м	7м
	Маса вантажу 5т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	8134	9069	8758
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, $Н$	18891	19976	19584
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	19792	20966	20539
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	685	726	711
	Кут відхилення вантажного канату, °	1,730	1,932	1,944
	Маса вантажу 10т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	9634	9798	10594
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, $Н$	20872	21601	21867
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	21283	22646	22846
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	737	784	791
	Кут відхилення вантажного канату, °	1,701	2,473	2,033
	Маса вантажу 20т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	12674	12568	12043

Продовження таблиці Е.1

1	2	3	4	5
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, $Н$	24851	24754	24674
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	25780	25680	25666
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	892	889	888
	Кут відхилення вантажного канату, °	1,696	1,706	1,744
Максимальні значення	Маса вантажу 5т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	10270	14959	13366
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, $Н$	23458	30052	27228
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	24725	31618	28594
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	856	1095	990
	Кут відхилення вантажного канату, °	3,018	3,872	3,861
Максимальні значення	Маса вантажу 10т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	12934	17207	16401
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, $Н$	26668	34618	31147
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	27487	36480	32609
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	951	1263	1129
	Кут відхилення вантажного канату, °	2,839	4,640	4,270
	Маса вантажу 20т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	17908	19807	20181
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, $Н$	33087	37468	41573

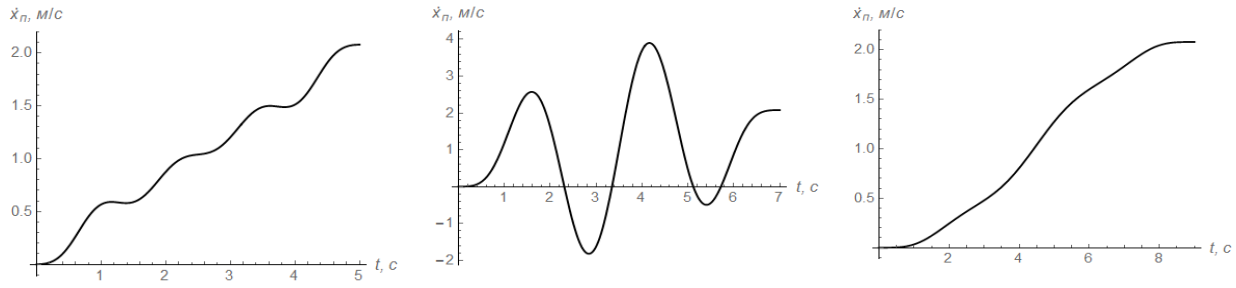
Продовження таблиці Е.1

1	2	3	4	5
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	34525	39193	43922
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	1195	1357	1520
	Кут відхилення вантажного канату, °	2,692	2,648	3,077

Додаток Ж

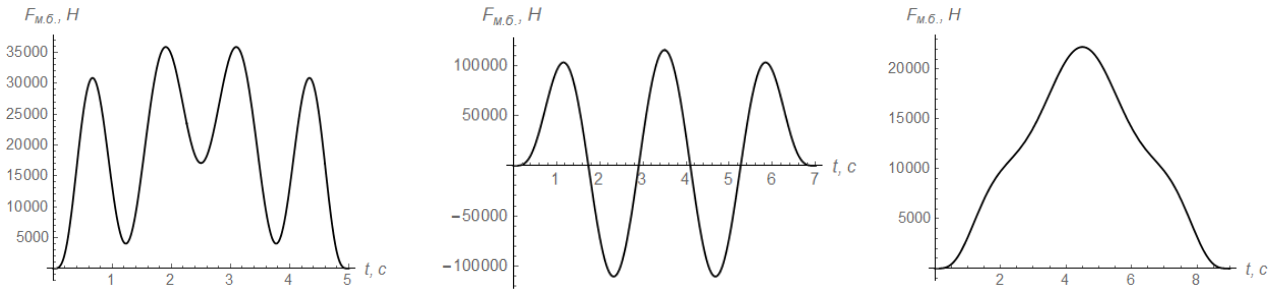
Ж.1. Оптимізація перехідного процесу пуску за середньоквадратичним значенням зусилля, що діє на вантаж

Для оптимізації перехідного процесу пуску мостового крана за критерієм середньоквадратичного значення зусилля, що діє на вантаж, використаємо методику наведену у підрозділі 6.3 Комплексний критерій (6.94) включає в себе вагові коефіцієнти, які відповідають за долю кожної складової у критерії. Тоді, щоб складова зусилля в мостовій та кінцевих балках крана не впливала на розв'язок оптимізаційної задачі приймемо наступні вагові коефіцієнти $\delta_1 = 0,\ \delta_2 = 0.99999,\ \delta_3 = 0,\ \ \delta_4 = 0{,}00001$ та аналогічно розв'яжемо чисельним методом колокацій. В результаті розв'язку побудуємо графічні залежності, що характеризують перехідний процес пуску механізму переміщення крана, які відображають швидкість зведеної маси привода (рис. Ж.1), зведених зусиль в мостовій балці (рис. Ж.2) та кінцевих балках крана (рис. Ж.3), рушійного зусилля (рис. Ж.4), приводного моменту двигуна механізму переміщення крана (Ж.5) та відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. Ж.6) в залежності від часу перехідного режиму пуску механізму переміщення крана при переміщенні вантажу масою 20 тон і довжиною гнучкого підвісу 7м.



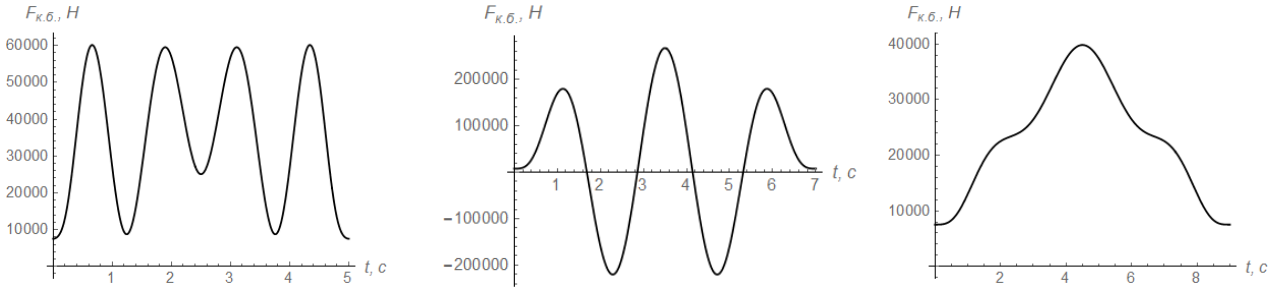
а б в

Рисунок Ж.1 – Швидкість зведеної маси привода під час пуску механізму переміщення крана, тривалість перехідного процесу пуску : а) 3 секунди; в) 5 секунд; в) 7 секунд



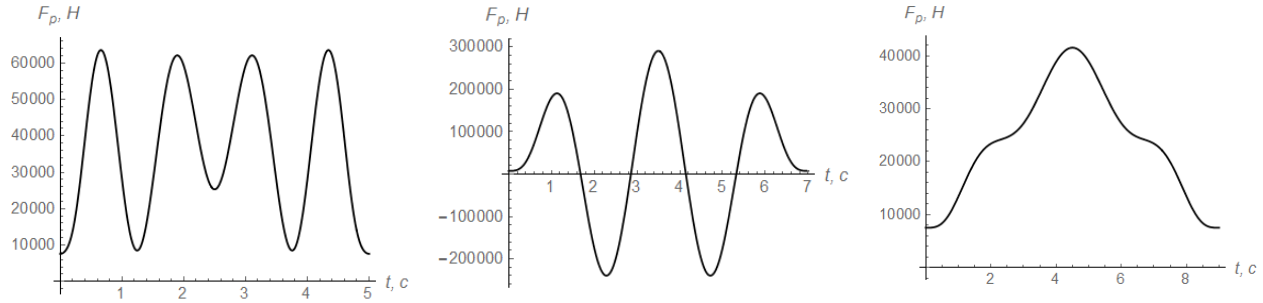
а б в

Рисунок Ж.2 – Зведене зусилля, що діє в мостовій балці крана під час пуску механізму переміщення крана, тривалість перехідного процесу : а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунд



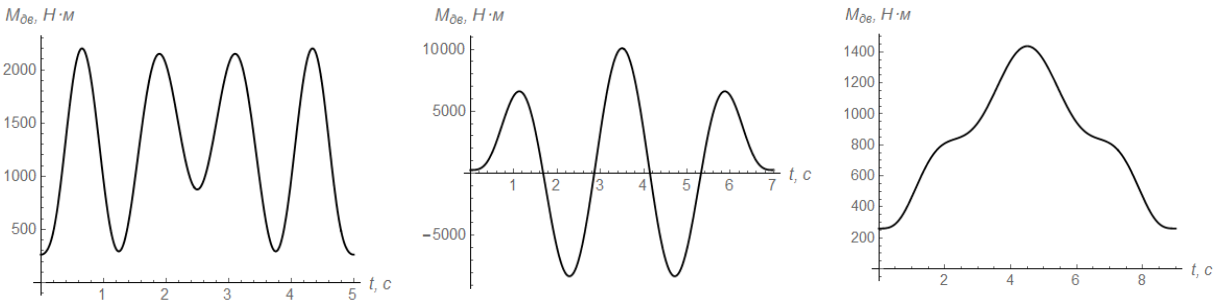
а б в

Рисунок Ж.3 – Зведене зусилля, що діє в кінцевих балках крана, час перехідного процесу пуску : а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунди



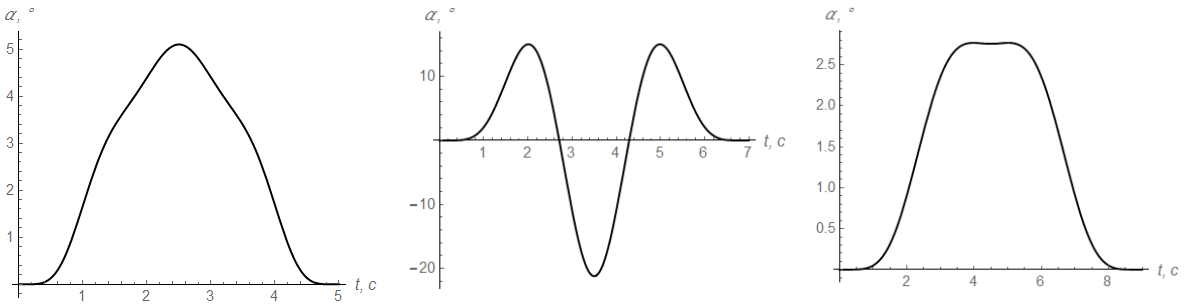
а б в

Рисунок Ж.4 – Рушійне зусилля, під час перехідного процесу пуску: а) 3 секунди; в) 5 секунд; в) 7 секунд



а б в

Рисунок Ж.5 – Швидкість зведеної маси привода, під час перехідного процесу пуску : а) 3 секунди; в) 5 секунд; в) 7 секунд



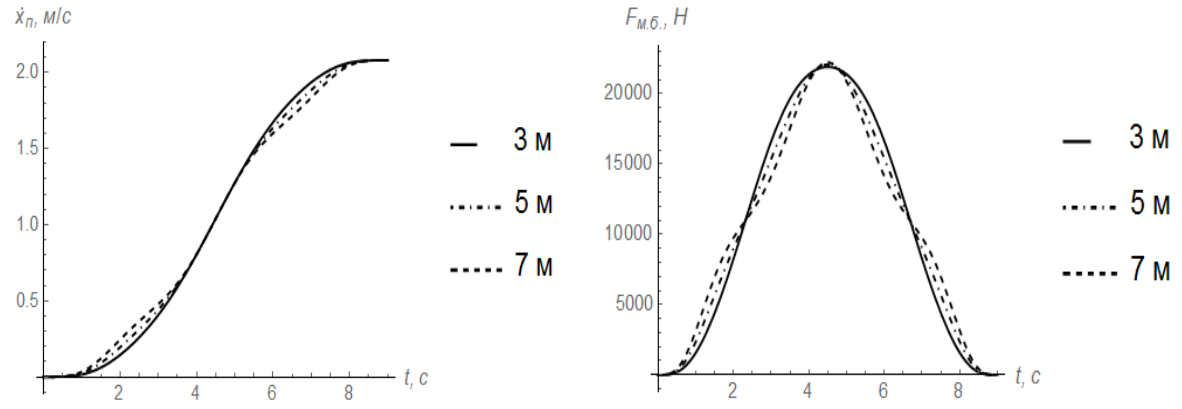
а б в

Рисунок Ж.6 – Кут відхилення вантажного канату від вертикалі, під час перехідного процесу пуску : а) 3 секунди; в) 5 секунд; в) 7 секунд

З рис. Ж.1 – Ж.6 видно, що найкращий результат досягається при часі розгону 9 секунд. Таке керування забезпечує мінімальні пікові значення і плавне наростання зусилля в мостовій (рис. Ж.2 в) і кінцевих балках крана (рис. Ж.3 в), рушійного зусилля (рис. Ж.4 в), приводного моменту механізму переміщення крана (Ж.5 в) та кута відхилення вантажного канату від вертикалі. Під час процесу пуску механізму переміщення крана тривалістю 5 секунд (рис. Ж.1 б) відбувається реверсний рух, відповідно зведене зусилля в мостовій балці крана (рис. Ж.2 б), зусилля в кінцевих балках (рис. Ж.3 б), рушійне зусилля (рис. Ж.4 б), приводний момент механізму переміщення крана (рис. Ж.5 б) та кут відхилення вантажного канату від вертикалі приймають від’ємні значення, що негативно впливає на металоконструкцію крана. Час перехідного процесу протягом 5 секунд теж не забезпечує плавне

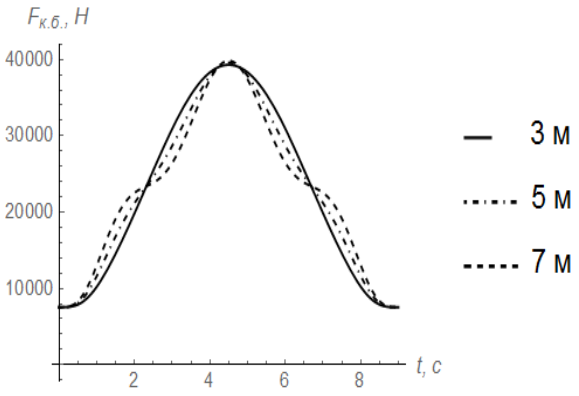
наростання зусиль (рис. Ж.2 а, Ж.3 а, Ж.4 а) та моменту приводного механізму (рис. Ж.5 а). На відміну з режимом переміщення крана з часом перехідного процесу пуску 7 секунд, зусилля та момент приводного механізму крана на приймають від'ємних значень.

Побудуємо графічні залежності, що характеризують перехідний процес пуску механізму переміщення крана при оптимальному керуванні із сталою масою вантажу 20 тон, тривалістю перехідного процесу 7 секунд та різними варіаціями довжини канату 3, 5, 7 метрів (рис. Ж.7).

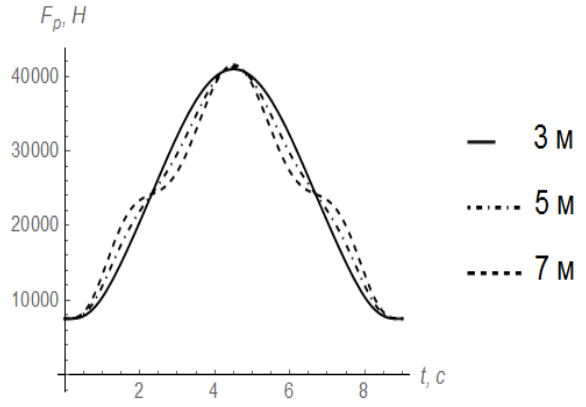


а

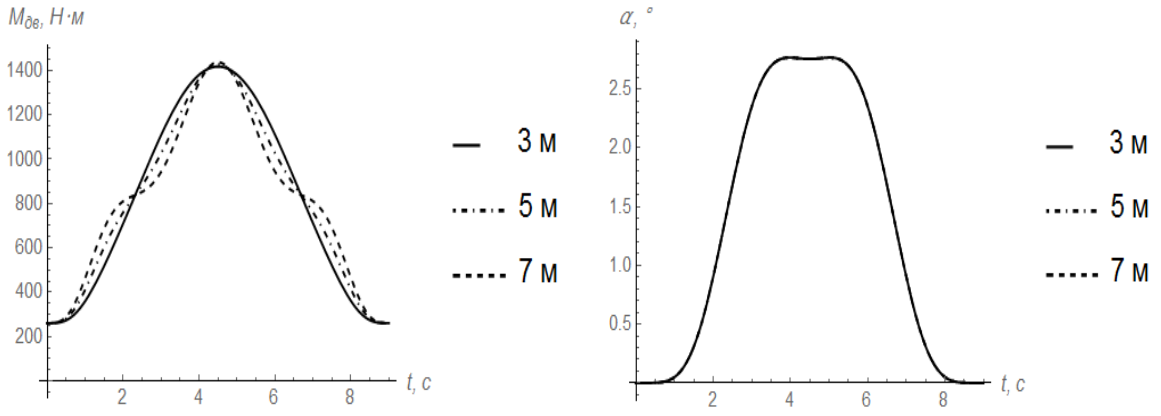
б



в



г



д е

Рисунок Ж.7 – Перехідний процес пуску крана: а) швидкість зведеної маси привода; б) зведене зусилля в мостовій балці; в) зведене зусилля в кінцевих балках; г) рушійне зусилля; д) момент приводних двигунів механізму переміщення крана; е) кут відхилення вантажного канату від вертикалі

Зусилля в мостовій балці крана (рис. Ж.7 б) досягає максимальних значень при переміщенні вантажу, закріпленого на гнучкому підвісі довжиною 7 метрів, а найменше максимальне значення при переміщені вантажу з довжиною канату 3 метри. Аналогічна картина спостерігається і для зусилля в кінцевих балках крана (рис. Ж.7 в), рушійного зусилля (рис. Ж.7 г), моменту приводного механізму (рис. Ж.7 д). Слід відмітити, що довжина гнучкого підвісу, на якому закріплений вантаж, не впливає на кут відхилення вантажного канату від вертикалі і він є однаковим (рис. Ж.7 г).

Побудуємо графічні залежності перехідного процесу пуску механізму переміщення крана з різними варіаціями масли вантажу 5, 10 та 20 тон і довжиною канату 7м (рис. Ж.8).

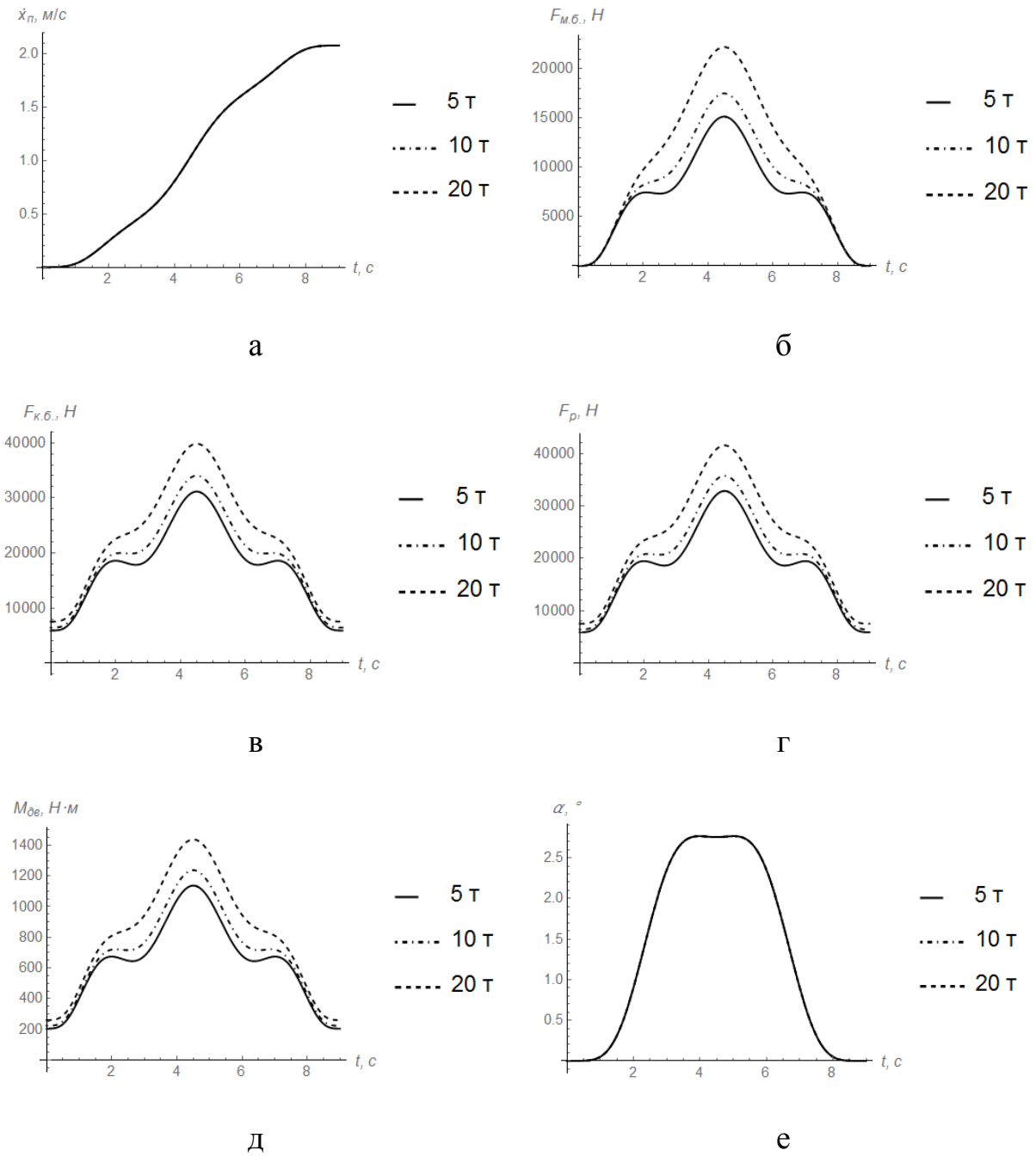
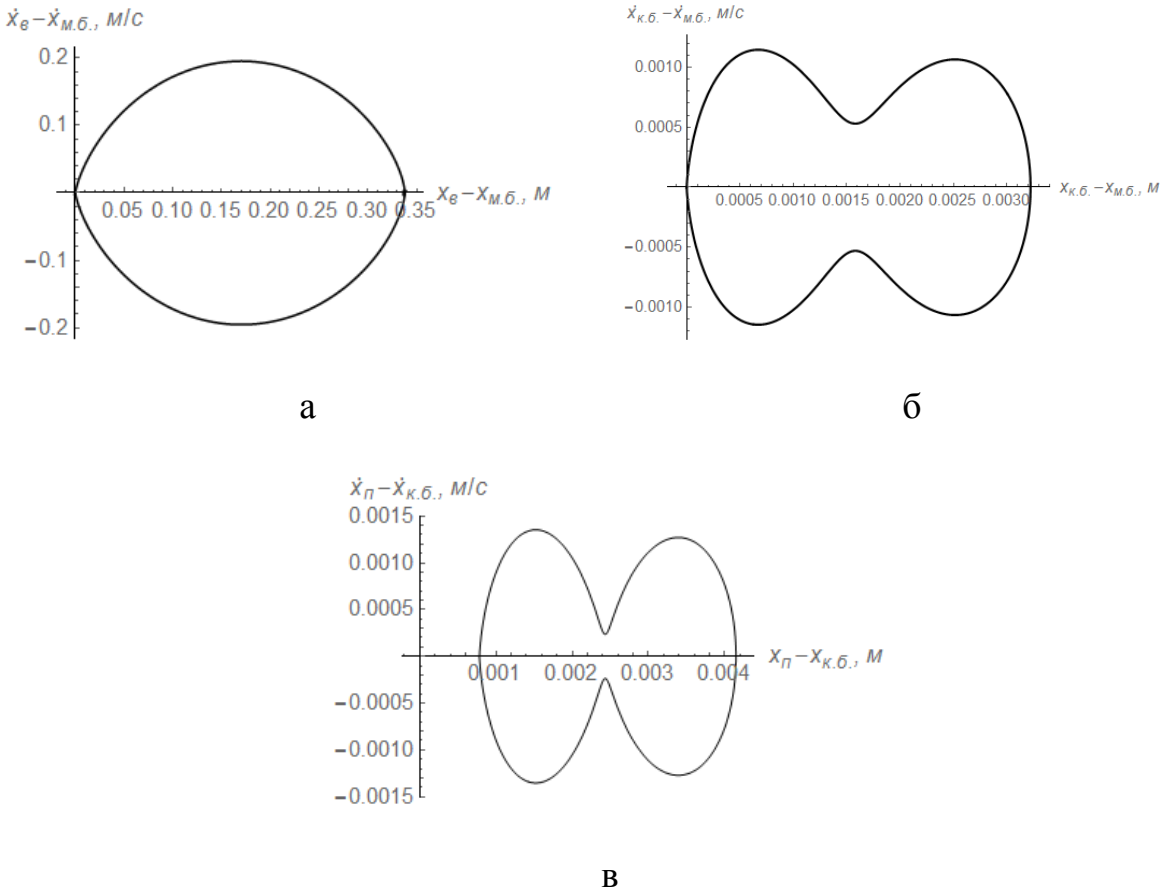


Рисунок Ж.8 – Перехідний процес пуску крана: а) швидкість зведеної маси привода; б) зведене зусилля в мостовій балці; в) зведене зусилля в кінцевих балках; г) рушійне зусилля; в) момент приводних механізму переміщення крана

З рисунків Ж.8 а та Ж.8 б видно, що маса вантажу, яку переміщує кран, не впливає на швидкість зведеної маси привода та кут відхилення вантажного канату від вертикалі, але при збільшені маси вантажу збільшуються рушійне

зусилля та зусилля в мостовій та кінцевих балках крана, а також момент приводного механізму переміщення крана.

Побудуємо фазові портрети коливань зведеної маси вантажу відносно зведеної маси мостової балки крана з візком (рис. Ж.9 а), зведеної маси мостової балки відносно зведеної маси кінцевих балок (рис. Ж.9 б) та зведеної маси вантажу відносно зведеної маси мостової балки крана (рис. Ж.9 в).



а б

в

Рисунок Ж.9 – Фазові портрети коливань: а) вантажу; б) мостової балки; в) кінцевих балок

Максимальне відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. Ж.9 а) становить 0,34 метра, прогин мостової балки крана досягає 0,0032 метра (рис. Ж.9 б), а кінцевих балок - 0,003 метра (рис. Ж.9 в).

Отриманні розрахункові середньоквадратичні та максимальні значення основних динамічних параметрів під час перехідного процесу пуску оптимального режиму керування наведено у таблиці Ж.1.

Таблиця Ж.1

Розрахункові значення динамічних параметрів перехідного процесу пуску мостового крана при оптимальному керуванні

	Параметр	Значення зусилля		
	1	2	3	4
Середньоквадратичні значення	Довжина канату *l*, м	3м	5м	7м
	Маса вантажу 5т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, *Н*	8867	8615	8432
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, *Н*	19775	19456	19238
	Рушійне зусилля $F_р$, *Н*	21236	20405	20168
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, *Н·м*	735	706	698
	Кут відхилення вантажного канату, °	1,766	1,766	1,766
	Маса вантажу 10т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, *Н*	10368	10098	9885
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, *Н*	21717	21379	21134
	Рушійне зусилля $F_р$, *Н*	23662	22329	22064
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, *Н·м*	819	773	764
	Кут відхилення вантажного канату, °	1,766	1,766	1,766

Продовження таблиці Ж.1

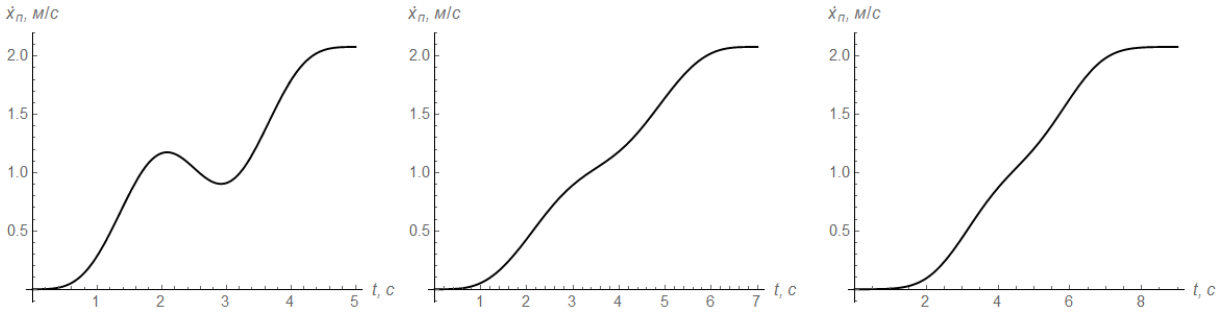
1		2	3	4
	Маса вантажу 20т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	13376	13082	12831
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, $Н$	25604	25239	24951
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	26583	26189	25880
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	920	907	896
	Кут відхилення вантажного канату, °	1,766	1,766	1,766
Максимальні значення	Маса вантажу 5т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	14853	15008	15164
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, $Н$	30604	30872	31139
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	32819	32565	32849
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	1136	1127	1137
	Кут відхилення вантажного канату, °	2,768	2,768	2,768
Максимальні значення	Маса вантажу 10т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	17211	17366	17522
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, $Н$	33500	33768	34035
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	36252	35461	35745
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	1255	1227	1237
	Кут відхилення вантажного канату, °	2,768	2,768	2,768

Продовження таблиці Ж.1

1		2	3	4
	Маса вантажу 20т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}, Н$	21926	22082	22238
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}, Н$	39292	39560	39827
	Рушійне зусилля $F_р, Н$	40969	41253	41538
	Момент приводного двигуна $M_{дв}, Н{\cdot}м$	1418	1428	1438
	Кут відхилення вантажного канату, °	2,768	2,768	2,768

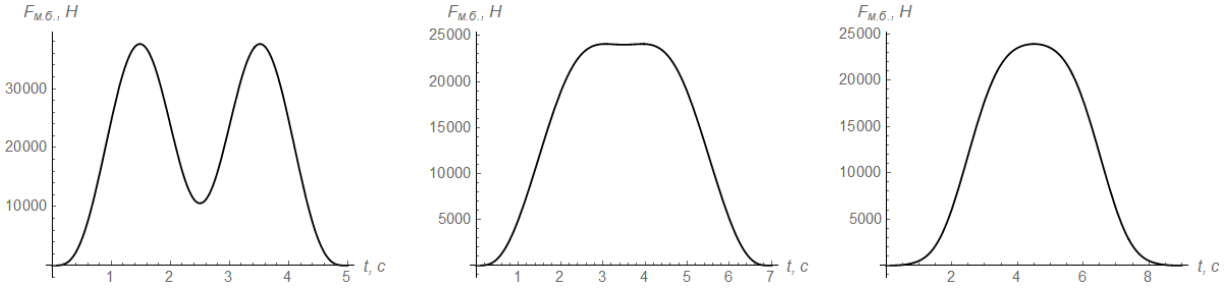
Ж.2. Оптимізація перехідного процесу пуску за критерієм середньоквадратичного значенням сили, що діє в кінцевих балках крана

Для оптимізації перехідного процесу пуску мостового крана за критерієм середньоквадратичного значення зусилля, що діє в кінцевих балках крана використаємо комплексний критерій (6.94). Для того, щоб складові зусилля в мостовій балці крана та зусилля, що діє на вантаж не впливали на результат розв'язку, приймемо вагові коефіцієнти: $\delta_1 = 0,\ \delta_2 = 0,$ $\delta_3 = 0.99999,\ \delta_4 = 0{,}00001$. Розв'язок оптимізаційної задачі виконаємо аналогічно, як наведено у підрозділі 6.3.1, та побудуємо графічні залежності, що характеризують перехідний процес пуску механізму переміщення крана, які відображають швидкість зведеної маси привода (рис. Ж.10), зведених зусиль в мостовій (рис. Ж.11) та кінцевих балках крана (рис. Ж.12), рушійного зусилля (рис. Ж.13), моменту приводного механізму переміщення крана (рис. Ж.14) та відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. Ж.13) в залежності від часу перехідного режиму пуску механізму переміщення крана при переміщенні вантажу масою 20 тон і довжиною гнучкого підвісу 7 метрів.



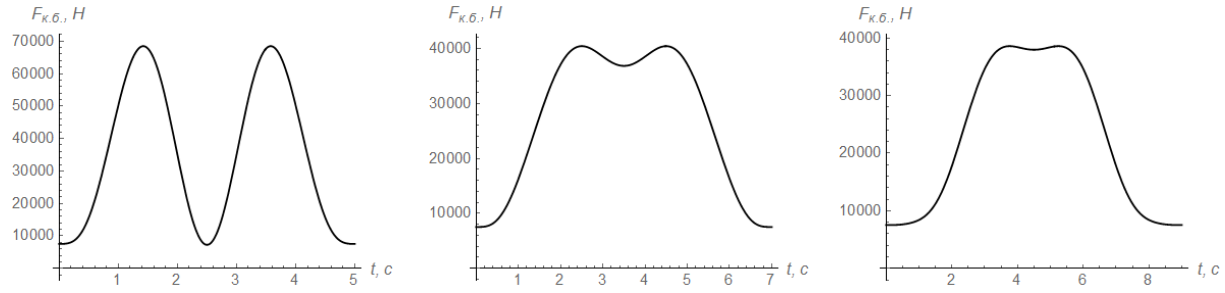
а б в

Рисунок Ж.10 – Швидкість зведеної маси привода з часом перехідного процесу пуску : а) 3 секунди; в)5 секунд; в) 7 секунд



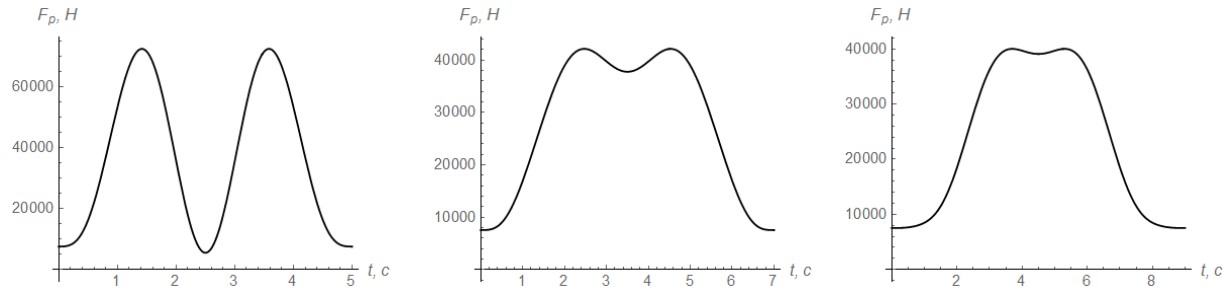
а б в

Рисунок Ж.11 – Зведене зусилля, що діє в мостовій балці крана з часом перехідного процесу: а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунд



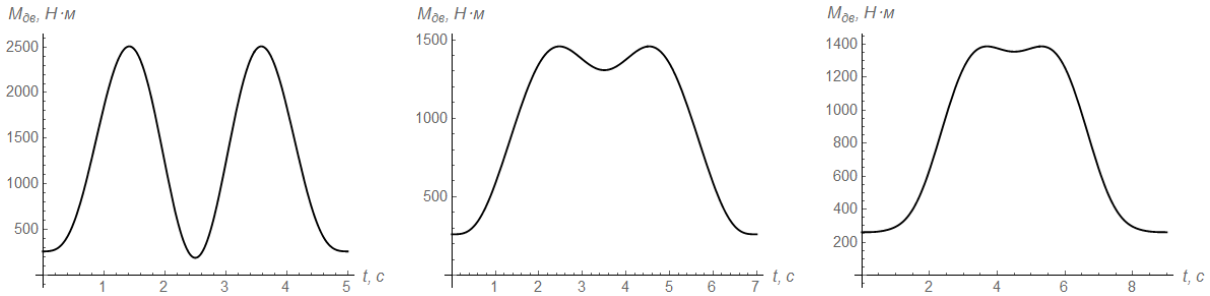
а б в

Рисунок Ж.12 – Зусилля, що діє в кінцевих балках крана з часом перехідного процесу пуску: а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунди



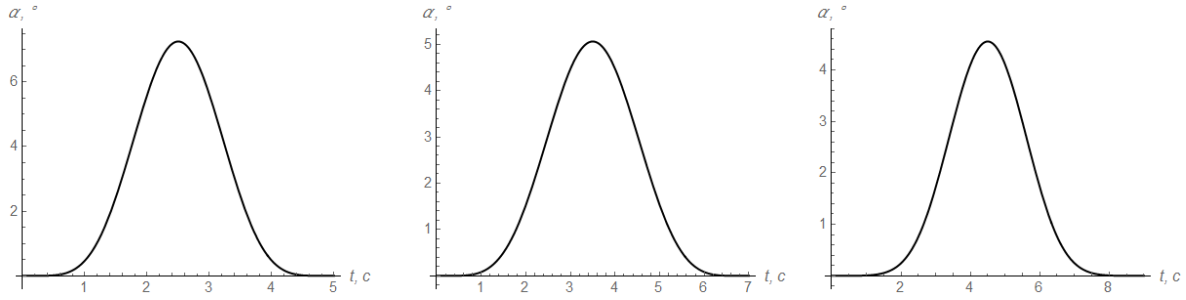
а б в

Рисунок Ж.13 – Рушійне зусилля з часом перехідного процесу пуску: а) 3 секунди; б) 5 секунд; в) 7 секунди



а б в

Рисунок Ж.14 – Швидкість зведеної маси привода з часом перехідного процесу пуску : а) 3 секунди; в)5 секунд; в) 7 секунд



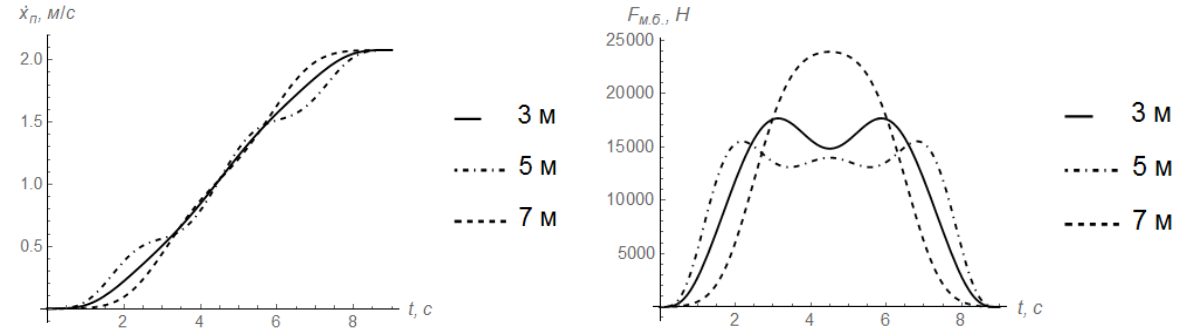
а б в

Рисунок Ж.15 – Швидкість зведеної маси привода з часом перехідного процесу пуску : а) 3 секунди; в)5 секунд; в) 7 секунд

З рисунків Ж.10–Ж.15 видно, що найкращий результат досягається при часі розгону 9 секунд. Таке керуванні забезпечує плавне наростання зусилля в мостовій та кінцевих балках крана, рушійного зусилля та приводного

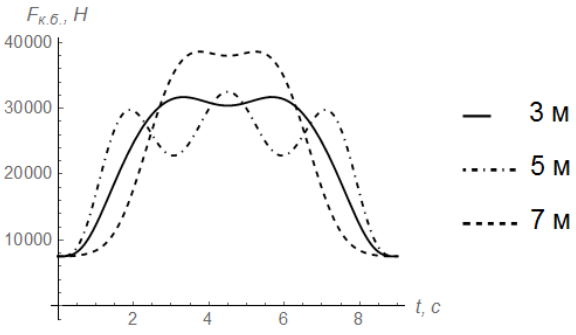
моменту двигунів механізму переміщення крана. При керуванні краном з часом перехідного процесу пуску 5 секунд зведене зусилля в мостовій балці (рис. Ж.11 б) та в кінцевих балках (рис. Ж.12 б), рушійне зусилля (рис. Ж.13 б) і приводний момент двигунів механізму переміщення крана (рис. Ж.14 б) супроводжується не плавною зміною зусиль та моменту двигуна (рис. Ж.14 б), що негативно впливає на металоконструкцію та приводний механізм переміщення крана.

Розглянемо оптимальний режим при переміщені крана із різними варіаціями довжини канату 3, 5 та 7 метрів, сталою масою вантажу 20 тон і часом перехідного процесу 9 секунд (рис. Ж.16). При такому керуванні зусилля в мостовій (рис. Ж.16 б) та кінцевих балках (рис. Ж.16 в) крана, рушійне зусилля (рис. Ж.16 г), момент приводного механізму (рис. Ж.16 д) та кут відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. Ж.16 е) максимальні при переміщенні вантажу, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 7 метрів, а мінімальні - при довжині канату 3 метри, крім зусилля в мостовій балці крана, де мінімальне значення досягається при довжині канату 5 метрів.

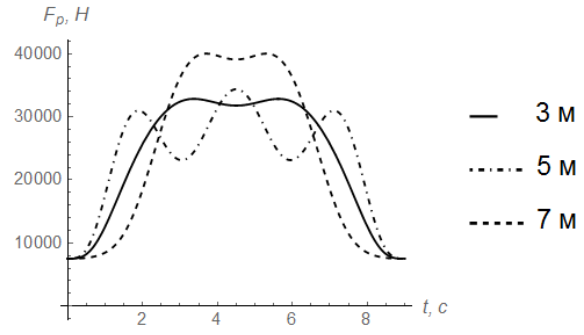


а

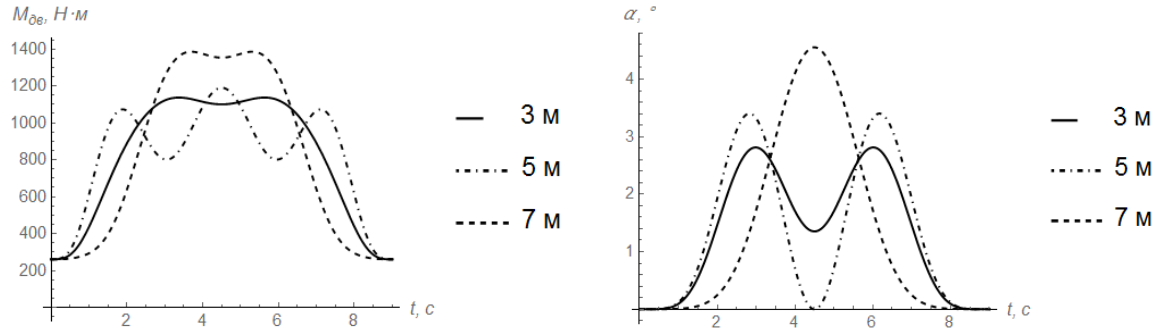
б



в



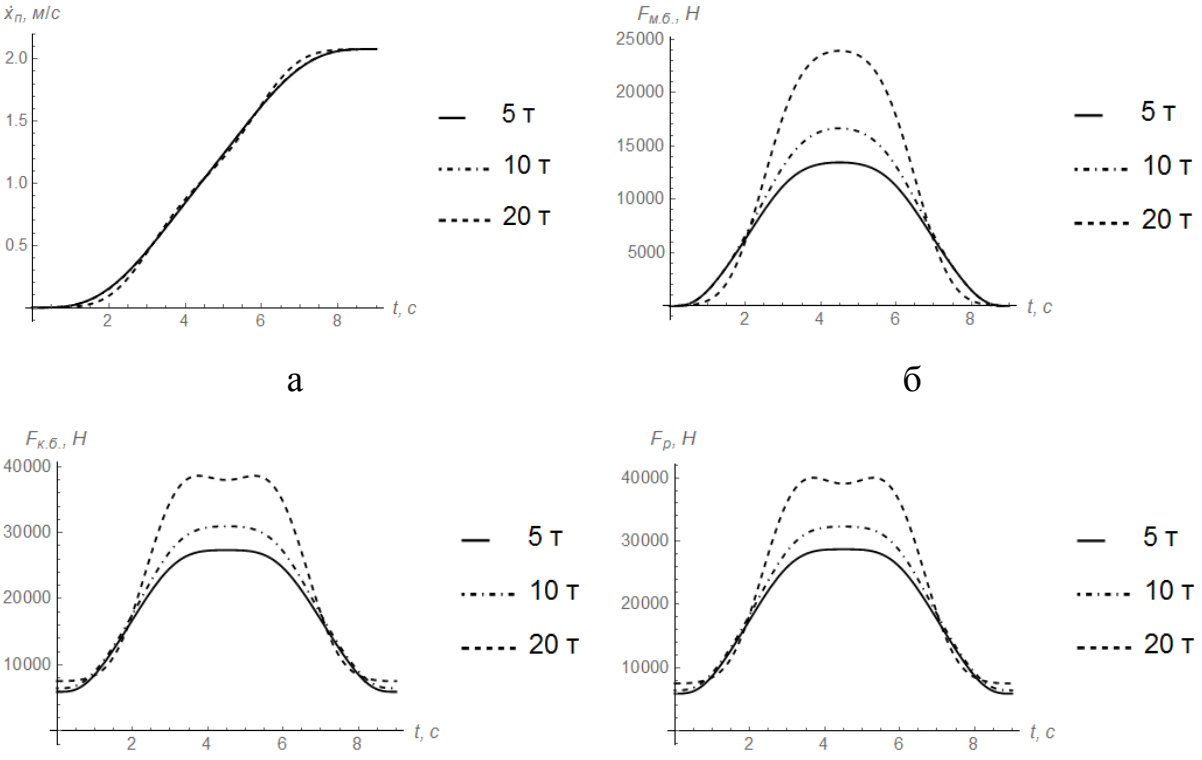
г



д е

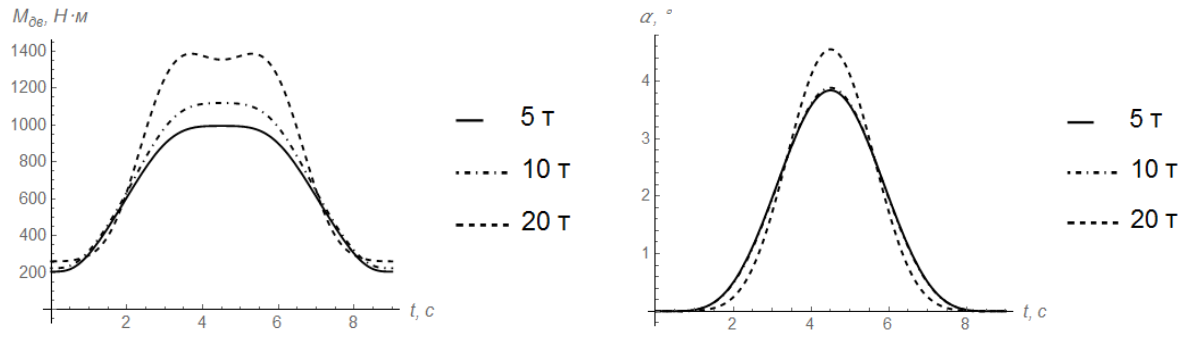
Рисунок Ж.16 – Перехідний процес пуску крана: а) швидкість зведеної маси привода; б) зведене зусилля в мостовій балці; в) зведене зусилля в кінцевих балках; г) рушійне зусилля; д) момент приводного двигуна механізму переміщення крана

Аналогічно побудуємо графічні залежності перехідного процесу пуску крана з різними варіаціями масли вантажу 5, 10 та 20 тон, довжиною канату 7м і часом перехідного процесу пуску 9 секунд (рис. Ж.17).



а б

в г

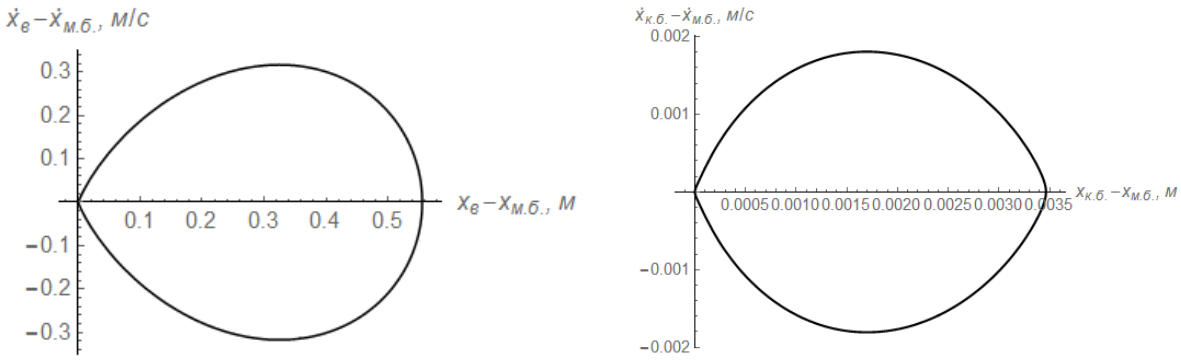


д е

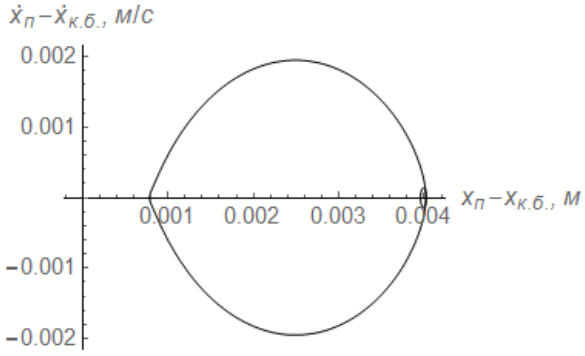
Рисунок Ж.17 – Перехідний процес пуску мостового крана (довжина канату 7м): а) зведене зусилля в мостовій балці; б) зведене зусилля в кінцевих балках; в) швидкість зведеної маси привода; д) момент приводного двигуна механізму переміщення крана; е) кут відхилення вантажного канату від вертикалі

При досліджені впливу маси вантажу (рис. Ж.17) на зусилля в мостовій та кінцевих балках крана, рушійне зусилля, момент приводного механізму переміщення крана та кут відхилення вантажного канату від вертикалі виявлено, що маса вантажу на пряму впливає на досліджувані параметри, при збільшені маси вантажу значення останніх збільшуються.

Побудуємо фазові портрети коливань зведеної маси вантажу відносно зведеної маси мостової балки крана з візком (рис. Ж.18 а), зведеної маси мостової балки відносно зведеної маси кінцевих балок (рис. Ж.18 б) та зведеної маси вантажу відносно зведеної маси мостової балки крана (рис. Ж.18 в).



а б



в

Рисунок Ж.18 – Фазові портрети коливань: а) вантажу; б) мостової балки крана; в) кінцевих балок крана

Максимальне відхилення вантажного канату від вертикалі (рис. Ж.18 а) становить 0,56 метра, прогин мостової балки крана досягає 0,00345 метра (рис. Ж.18 б) і кінцевих балок - 0,0032 метра (рис. Ж.18 в). Отриманні розрахункові середньоквадратичні та максимальні значення основних динамічних характеристика під час перехідного процесу пуску оптимального режиму керування занесемо у таблицю Ж 2.

Таблиця Ж.2

Розрахункові значення динамічних параметрів перехідного процесу пуску мостового крана при оптимальному керуванні

Параметр		Значення зусилля		
Середньоквадратичні значення	1	2	3	4
	Довжина канату l, м	3м	5м	7м
	Маса вантажу 5т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	9051	8900	8751
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, $Н$	20004	19775	19575
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	22444	20749	20529
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	777	718	711
	Кут відхилення вантажного канату, °	1,830	1,866	1,941

Продовження таблиці Ж.2

1		2	3	4
	Маса вантажу 10т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	9542	10870	10367
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, $Н$	20754	22205	21599
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	21151	23210	22556
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	732	803	781
	Кут відхилення вантажного канату, °	1,724	1,990	1,949
	Маса вантажу 20т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	12494	11878	14778
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, $Н$	24638	24122	26216
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	24557	25029	27209
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	850	866	942
	Кут відхилення вантажного канату, °	1,698	1,841	2,102
Максимальні значення	Маса вантажу 5т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	14968	14911	13438
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, $Н$	30359	30198	27355
	Рушійне зусилля $F_р$, $Н$	33601	31796	28721
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	1163	1101	994
	Кут відхилення вантажного канату, °	3,910	3,519	3,841
Максимальні значення	Маса вантажу 10т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	12821	18574	16640
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, $Н$	25394	34071	30966

Продовження таблиці Ж.2

1		2	3	4
	Рушійне зусилля F_p, $Н$	25923	35614	32310
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	897	1233	1118
	Кут відхилення вантажного канату, °	2,989	4,147	3,885
	Маса вантажу 20т			
	Зусилля в мостовій балці крана $F_{м.б.}$, $Н$	17662	15503	23897
	Зусилля в кінцевих балках крана $F_{к.б.}$, $Н$	31709	32514	38606
	Рушійне зусилля F_p, $Н$	31777	34385	40027
	Момент приводного двигуна $M_{дв}$, $Н{\cdot}м$	1100	1190	1385
	Кут відхилення вантажного канату, °	2,814	3,403	4,554

Додаток 3

Код програми „Оптимальний підйом/опускання вантажу”

```
unit Unit1;
interface
uses
  Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes, Graphics, Controls, Forms,
  Dialogs, Functions_Unit, ExtCtrls, StdCtrls, Math, TeeProcs,
  TeEngine, Chart, Series, SLScope, BCPort, ComCtrls;

type
  TForm1 = class(TForm)
    GroupBox1: TGroupBox;
    RadioGroup1: TRadioGroup;
    RadioGroup3: TRadioGroup;
    ComboBox1: TComboBox;
    Button1: TButton;
    Button2: TButton;
    Button3: TButton;
    Button4: TButton;
    Button5: TButton;
    Edit1: TEdit;
    Edit2: TEdit;
    Edit4: TEdit;
    Label1: TLabel;
    Label30: TLabel;
    Label40: TLabel;
    Label50: TLabel;
    Label60: TLabel;
    BComPort1: TBComPort;
```

```
    Label2: TLabel;
    Edit3: TEdit;
    Label3: TLabel;
    Label4: TLabel;
    Label5: TLabel;
    Label7: TLabel;
    Label6: TLabel;
    Edit5: TEdit;
    Label8: TLabel;
    SLScope1: TSLScope;

    procedure Button1Click(Sender: TObject);
    procedure Button2Click(Sender: TObject);
    procedure Button3Click(Sender: TObject);
    procedure Button4Click(Sender: TObject);
    procedure Button5Click(Sender: TObject);

     private
    { Private declarations }
  public
    { Public declarations }
  end;

var
  Form1: TForm1;
implementation
uses Unit3;
{$R *.dfm}
```

```
var
p: String;
v: array of real;
vlowering: array of real;
i: integer;
Dlinna: integer;
tacceldecel: real;
tv1: real;
tv2: real;
t: real;
tvk: real;
k: real;
t1: real;
t2: real;
t3: real;
t4: real;
t5: real;
t6: real;
t7: real;

procedure TForm1.Button1Click(Sender: TObject);
begin
  BComPort1.Port:=ComboBox1.Text;
  BComPort1.BaudRate := br19200;
  BComPort1.Parity:=paNone;
  BComPort1.StopBits:=sb2;
  if BComPort1.Open then
begin
  Button1.Enabled:=False;
  Button2.Enabled:= not Button1.Enabled;
```

```
  Button3.Enabled:=True;
  Button4.Enabled:=True;
  Button5.Enabled:=True;
  RadioGroup1.Enabled:=True;
  RadioGroup3.Enabled:=True;
  end;
end;

procedure TForm1.Button2Click(Sender: TObject);
begin
    if BComPort1.Close then
   begin
    Button2.Enabled:=False;
    Button1.Enabled:= not Button2.Enabled;
    Button3.Enabled:=False;
    Button4.Enabled:=False;
    Button5.Enabled:=False;
    RadioGroup1.Enabled:=True;
    RadioGroup3.Enabled:=False;
end;
end;

  procedure TForm1.Button3Click(Sender: TObject);
begin
   if RadioGroup1.ItemIndex = 0
     then begin
       p:=#$05+#$36+#$34+#$38+#$35+#$31+#$30+#$30+#$36+#$38+#$0D;
       BComPort1.WriteStr(p);
       p:='';
       end else begin
```

```
      p:=#$05+#$36+#$34+#$38+#$35+#$31+#$34+#$30+#$36+#$43+#$0D;
      BComPort1.WriteStr(p);
   end;
end;

procedure TForm1.Button5Click(Sender: TObject);
begin
 tacceldecel:=StrToFloat(Edit1.Text);
 tv1:=StrToFloat(Edit4.Text);
 tv2:=StrToFloat(Edit3.Text);
 tvk:=StrToFloat(Edit5.Text);
 k:=StrToFloat(Edit2.Text)*0.01;
 t1:=tacceldecel;
 t2:=t1+tv1;
 t3:=t2+tacceldecel*(1 - k);
 t4:=t3+tvk;
 t5:=t4+tacceldecel*(1 - k);
 t6:=t5+tv2;
 t7:=t6+tacceldecel;
  i:=0;
  t:=0.1;
  Dlinna:=StrToInt(FloatToStr(t7*10))-1;
  SetLength(v, Dlinna);
  SetLength(vlowering, Dlinna);
  while t<t1 do begin
  v[i]:=Power(t, 2)*(3*t1-2*t)/Power(t1, 3);
  Inc(i);
  t:=t+0.1;
  end;
  while t<t2 do begin
```

```
  v[i]:=1;
  Inc(i);
  t:=t+0.1;
  end;
  while t<t3 do begin
  v[i]:=(2*(k-1)*Power(t, 3)+k*Power(t2, 2)*(t2-3*t3)+6*(k-1)*t*t2*t3+(3*t2-
t3)*Power(t3, 2)-3*(k-1)*Power(t, 2)*(t2+t3))/Power((t2-t3), 3);
  Inc(i);
  t:=t+0.1;
  end;
  while t<t4 do begin
  v[i]:=k;
  Inc(i);
  t:=t+0.1;
  end;
  while t<t5 do begin
  v[i]:=(-2*(k-1)*Power(t, 3)+Power(t4, 3)-6*(k-1)*t*t4*t5-3*Power(t4,
2)*t5+3*k*t4*Power(t5, 2)-k*Power(t5, 3)+3*(k-1)*Power(t,
2)*(t4+t5))/Power((t4-t5), 3);
  Inc(i);
  t:=t+0.1;
  end;
    while t<t6 do begin
  v[i]:=1;
  Inc(i);
  t:=t+0.1;
  end;
  while t<t7 do begin
  v[i]:=-(Power((t-t7), 2)*(2*t-3*t6+t7))/Power((t6-t7), 3);
  Inc(i);
```

```
t:=t+0.1;
end;
if RadioGroup3.ItemIndex=1 then begin
i:=1;
while i<Dlinna+1 do begin
vlowering[i-1]:=v[Dlinna-i];
Inc(i);
end;
end;
SLScope1.Channels[0].Data.Clear;
SLScope1.Channels[0].Width:=3;
SLScope1.XAxis.Max.Tick.Value:=t7;
SLScope1.XAxis.Min.Tick.Value:=0;
if RadioGroup3.ItemIndex=0 then begin
SLScope1.YAxis.Max:=51;
SLScope1.YAxis.Min:=0;
SLScope1.Channels[0].Data.AddXYPoint(0, 0);
t:=0.1;
i:=1;
while t<=t7 do begin
SLScope1.Channels[0].Data.AddXYPoint(t, v[i]*50);
t:=t+0.1;
i:=i+1;
end;
SLScope1.Channels[0].Data.AddXYPoint(t7, 0);
end;
if RadioGroup3.ItemIndex=1 then begin
SLScope1.YAxis.Max:=0;
SLScope1.YAxis.Min:=-51;
SLScope1.Channels[0].Data.AddXYPoint(0, 0);
```

```
  t:=0.1;
  i:=1;
  while t<=t7 do begin
  SLScope1.Channels[0].Data.AddXYPoint(t, -vlowering[i]*50);
  t:=t+0.1;
  i:=i+1;
  end;
  SLScope1.Channels[0].Data.AddXYPoint(t7, 0);
  end;
  end;

procedure TForm1.Button4Click(Sender: TObject);
begin
  p:='';
p:=#$05+#$30+#$30+#$38+#$37+#$31+#$30+#$30+#$30+#$31+#$43+#$31+#$
0D;
  BComPort1.WriteStr(p);
  sleep(100);
  p:='';
p:=#$05+#$30+#$30+#$38+#$38+#$31+#$30+#$30+#$30+#$31+#$43+#$32+#$
0D;
  BComPort1.WriteStr(p);
  sleep(100);
  Button4.Enabled:=True;
  p:='';
  if RadioGroup3.ItemIndex=0 then
p:=#$05+#$30+#$30+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(v[0
]*50*100))), 4);
```

```
  if RadioGroup3.ItemIndex=1 then
p:=#$05+#$30+#$30+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vlo
wering[0]*50*100))), 4);
  AddCRC(p, 2);
  AddCR(p);
  BComPort1.WriteStr(p);
  sleep(100);
  p:='';
  p:=#$05+#$30+#$30+#$39+#$44+#$31+#$30+#$30+#$30+#$30;
  AddCRC(p, 2);
  AddCR(p);
  BComPort1.WriteStr(p);
  sleep(100);
  p:='';
  if RadioGroup3.ItemIndex = 0 then
  p:=#$05+#$30+#$30+#$46+#$41+#$31+#$30+#$32+#$37+#$41+#$0D;
  if RadioGroup3.ItemIndex = 1 then
  p:=#$05+#$30+#$30+#$46+#$41+#$31+#$30+#$34+#$37+#$43+#$0D;
  BComPort1.WriteStr(p);
  sleep(100);
   i:=1;
   if RadioGroup3.ItemIndex = 0 then
   while i<Dlinna do begin
   p:='';
p:=#$05+#$30+#$30+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(v[i
]*50*100))), 4);
   AddCRC(p, 2);
   AddCR(p);
   if BComPort1.WriteStr(p)>0 then
   sleep(100);
```

```
   i:=i+1;
   end;
   if RadioGroup3.ItemIndex=1 then
   while i<Dlinna do begin
   p:='';
p:=#$05+#$30+#$30+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(vlo
wering[i]*50*100))), 4);
   AddCRC(p, 2);
   AddCR(p);
   if BComPort1.WriteStr(p)>0 then
   sleep(100);
   i:=i+1;
   end;
   p:= #$05+#$30+#$30+#$46+#$41+#$31+#$30+#$30+#$37+#$38+#$0D;
   BComPort1.WriteStr(p);
   end;
end.
```

Додаток И

ДКПП 27.90.60-80.00 УКНД 17.100

ВЕДА

ГРУППА КОМПАНИЙ

ТЕНЗОРЕЗИСТОРЫ КФ4 и КФ5

Паспорт

АЖВ2.782.001 ПС

Бланк 2516

ООО «ВЕДА»

03057, г.Киев, а/я 54

+38(044)456-34-94;456-47-56; www.veda.com.ua; E-mail:info@ veda.com.ua

1 Общие указания

1.1 Перед эксплуатацией тензорезисторов необходимо внимательно ознакомиться с техническим описанием и инструкцией по наклейке.

1.2 Наклейка тензорезисторов должна производиться работником прошедшим соответствующее обучение и имеющим опыт работы по наклейке тензорезисторов.

2 Общие сведения об изделии

2.1 Тензорезисторы КФ4 и КФ5 предназначены для измерения деформации деталей машин и конструкций в диапазоне от минус 3000 млн$^{-1}$ до 3000 млн$^{-1}$ или для использования в качестве чувствительных элементов измерительных преобразователей. По количеству и конфигурации чувствительного элемента тензорезисторы подразделяются на одиночные, тензорезисторные розетки, цепочки тензорезисторов и мембранные тензорезисторные розетки.

2.2 Тензорезисторы ***КФ5П1-20-200-А-12.***

ТУ3.06 Украины 7710-0001-93.

2.3 Партия ***№ 386.***

2.4 Число тензорезисторов в поставке ***5 шт.***

3 Основные технические данные и характеристики

3.1 Номинальное электрическое сопротивление $R = 200$ Ом.

Предельное относительное отклонение электрического сопротивления в партии от номинального $\delta R_n = \pm 1$ %.

3.2 Рабочая область значений температуры от **минус 70** до **200 °С**, интервал термокомпенсации от **0** до **50 °С**.

3.3 Среднее значение чувствительности $K = 2{,}10$.

Среднее квадратическое отклонение чувствительности $S_K = 0{,}003$.

3.4 Среднее значение часовой ползучести при нормальных условиях $П = -0{,}26$ %.

Среднее квадратическое отклонение часовой ползучести при нормальных условиях $S_П = 0{,}02$ %.

3.5 Нелинейность функции преобразования при нормальных условиях $\gamma = 0{,}14$ %.

3.6 Среднее значение часовой ползучести при максимальной температуре $П_t = -0{,}44\%$. Среднее квадратическое отклонение часовой ползучести при максимальной температуре $S_{Пt} = 0{,}18\%$.

3.7 Коэффициенты аппроксимирующего полинома $\xi(t) = C_0 + C_1 t + C_2 t^2 + C_3 t^3$ температурной характеристики электрического сопротивления:

C_0 = –101,7953, C_1 =9,6262, C_2 = –0,1832, C_3 =6,9451E-04.

Среднее квадратическое отклонение погрешности аппроксимации ***$S_{a\,t}$ = 39 мкОм/Ом.***

3.8 Максимальное значение температурной характеристики электрического сопротивления в интервале термокомпенсации ***ξ_{tu} = -28 мкОм/Ом*** при температуре ***50°С***.

Среднее квадратическое отклонение ***ξ_{tu} S_{tu} = 21 мкОм/Ом.***

3.9 Максимальное значение температурной характеристики электрического сопротивления в рабочей области температур (при температуре минус 70 °С) ***$\xi_{tм}$ = – 1949 мкОм/Ом.***

Среднее квадратическое отклонение ***$\xi_{tм}$ $S_{tм}$ = 99 мкОм/Ом.***

3.10 Среднее значение часового дрейфа выходного сигнала при максимальной температуре ***D_t = 72 мкОм/Ом.***

Среднее квадратическое отклонение часового дрейфа ***$S_{Дt}$ = 14 мкОм/Ом.***

3.11 Температурная характеристика электрического сопротивления тензорезисторов определена на ***сталь*** с коэффициентом линейного расширения ***$12*10^{-6}$ °C^{-1}.***

3.12 Объем выборки из партии на каждое испытание не менее 30 шт.

3.13 Марка клея, используемая для наклейки тензорезисторов при проведении приемо-сдаточных испытаний:

- при нормальных условиях – циакрин ЭО ТУ 6-09-30-86;
- в рабочей области температур – УВС-10Т 6-09-07-1826 или БФР-2К ТУ 6-05.1888-80.

3.14 Рабочий ток, не более ***30 мА.***

Примечание - Расчет инструментальной погрешности тензорезисторов производится по МИ 1347-86 «Методика определения погрешности измерения деформации проволочными и фольговыми тензорезисторами».

4 Комплектность

4.1 Тензорезисторы – количество согласно заказу.

4.2 Копия паспорта на партию – 1экз.

5 Свидетельство о приемке

Партия тензорезисторов ***КФ5П1-20-200-А-12*** соответствует ТУ3.06 Украины 7710-0001-93 и признана годной для эксплуатации.

Дата выпуска ***март*** **2016 г.**

Представитель ОТК _____ 93

м. к.

6 Гарантии изготовителя

6.1 Предприятие-изготовитель гарантирует соответствие тензорезисторов требованиям технических условий при соблюдении потребителем условий эксплуатации и хранения.

6.2 Гарантийный срок хранения тензорезисторов 18 месяцев с момента изготовления. По истечении гарантийного срока хранения тензорезисторы необходимо поверить по методическим указаниям «Тензорезисторы КФ4 и КФ5. Инструкция по поверке АЖВ2.782.001 Д6».

6.3 Гарантийный срок хранения клеев – 6 месяцев со дня их отгрузки. По истечении 6 месяцев клей необходимо проверить на соответствие действующей на него нормативно-технической документации. При положительных результатах проверки он может быть использован на производстве.

6.4 Рекламации предприятию-изготовителю предъявляются потребителем в установленном порядке.

Додаток К

Програмний код програми «Оптимальне керування мостовим краном».

```
unit Unit1;
interface
uses
  Windows, Messages, SysUtils, Variants, Classes, Graphics, Controls, Forms,
  Dialogs, Functions_Unit, ExtCtrls, StdCtrls, Math, TeeProcs,
  TeEngine, Chart, Series, SLScope, BCPort, ComCtrls, LPControl,
  SLControlCollection, LPControlDrawLayers, Menus, ImgList, Buttons;
type
  TForm1 = class(TForm)
    GroupBox1: TGroupBox;
    RadioGroup1: TRadioGroup;
    RadioGroup2: TRadioGroup;
    RadioGroup3: TRadioGroup;
    btnDisconnect1: TButton;
    Button3: TButton;
    Button4: TButton;
    Button5: TButton;
    Edit1: TEdit;
    Edit3: TEdit;
    Edit4: TEdit;
    Label1: TLabel;
    Label20: TLabel;
    Label30: TLabel;
    Label40: TLabel;
    Label2: TLabel;
```

```
  SLScope1: TSLScope;
  CheckBox1: TCheckBox;
  Edit2: TEdit;
  Label3: TLabel;
  Edit5: TEdit;
  Label4: TLabel;
  BComPort1: TBComPort;
  cbPort: TComboBox;
  btnDisconnect: TButton;
  BComPort2: TBComPort;
  cbPort1: TComboBox;
  RxChar: TButton;
  Serch: TButton;
  procedure Button1Click(Sender: TObject);
  procedure btnDisconnect1Click(Sender: TObject);
  procedure Button3Click(Sender: TObject);
  procedure Button4Click(Sender: TObject);
  procedure Button5Click(Sender: TObject);
  procedure FormCreate(Sender: TObject);
  procedure btnConnectClick(Sender: TObject);
  procedure btnDisconnectClick(Sender: TObject);
  procedure BComPort2RxChar(Sender: TObject; Count: Integer);
  procedure Button6Click(Sender: TObject);
  procedure cbPortChange(Sender: TObject);
  procedure ComboBox1Change(Sender: TObject);
  procedure RxCharClick(Sender: TObject);
private
  { Private declarations }
public
  { Public declarations }
```

```
  end;
var
  Form1: TForm1;
implementation
uses Unit3, Unit2;
{$R *.dfm}
var
p: String;
v: array of real;
i: integer;
Dlinna: integer;
tnom: real;
t1: real;
t: real;
m: real;
L: real;
k: real;
enc: String;
enc1 : extended;
enc2: String;
txt, z: string;
ii, adr: Integer;
res: array of String;
const
g=9.8;
m1=670;
c=46085;
procedure TForm1.FormCreate(Sender: TObject);
begin
  EnumComPorts(cbPort.Items);
```

```
  cbPort.ItemIndex := 0;
  EnumComPorts(cbPort1.Items);
  cbPort1.ItemIndex := 0;
end;
procedure TForm1.btnConnectClick(Sender: TObject);
begin
  BComPort2.Port := cbPort.Text;
  BComPort2.BaudRate := br9600;
  if BComPort2.Open then
  begin
    cbPort.Enabled := False;
    btnDisconnect.Enabled := True;
  end;
end;
procedure TForm1.btnDisconnectClick(Sender: TObject);
begin
  if BComPort2.Close then
  begin
    cbPort.Enabled := True;
    btnDisconnect.Enabled := False;
  end;
end;
procedure TForm1.Button1Click(Sender: TObject);
begin
  EnumComPorts(cbPort.Items);
  cbPort.ItemIndex := 0;
  EnumComPorts(cbPort1.Items);
  cbPort1.ItemIndex := 0;
end;
procedure TForm1.btnDisconnect1Click(Sender: TObject);
```

```
begin
   if BComPort1.Close then
  begin
   btnDisconnect1.Enabled:=False;
   cbPort1.Enabled:=True;
   Button3.Enabled:=False;
   Button4.Enabled:=False;
   Button5.Enabled:=False;
   RadioGroup1.Enabled:=False;
   RadioGroup2.Enabled:=False;
   RadioGroup3.Enabled:=False;
  end;
end;
  procedure TForm1.Button3Click(Sender: TObject);
begin
    if RadioGroup1.ItemIndex = 0 then
       begin
p:=#$05+#$36+#$34+#$38+#$35+#$31+#$30+#$30+#$36+#$38+#$0D;
       BComPort1.WriteStr(p);
       p:='';
       end else
         begin
p:=#$05+#$36+#$34+#$38+#$35+#$31+#$34+#$30+#$36+#$43+#$0D;
      BComPort1.WriteStr(p);
      p:='';
          end;
          BComPort1.ClearBuffer(True, True);
end;
   // ПРОЦЕДУРА РОЗРАЗУНКУ МАСИВУ ШВИДКОСТЕЙ ТА
ПОБУДОВИ ГРАФІКІВ
```

```
procedure TForm1.Button5Click(Sender: TObject);
begin
  //  НАЛАШТУВАННЯ ПЧ ПРИ СТАНДАРТНИХ ЗАКОНАХ ЗМІНИ ЧАСТОТИ  //
  t1:=StrToFloat(Edit1.Text);
  tnom:=StrToFloat(Edit4.Text);
  m:=StrToFloat(Edit5.Text);
  l:=StrToFloat(Edit2.Text);
  k:=Sqrt((g/L)*(m+m1)/m1);
  if RadioGroup2.ItemIndex=0 then
    begin
p:=#$05+#$30+#$30+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(StrToFloat(Edit3.Text)*100))), 4);
  AddCRC(p, 2);
  AddCR(p);
  BComPort1.WriteStr(p);
  sleep(100);
p:=#$05+#$30+#$30+#$39+#$34+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloat(Edit3.Text)*100)), 4);
  AddCRC(p, 2);
  AddCR(p);
  BComPort1.WriteStr(p);
  sleep(100);
p:=#$05+#$30+#$30+#$38+#$37+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloat(Edit1.Text)*10)), 4);
  AddCRC(p, 2);
  AddCR(p);
  BComPort1.WriteStr(p);
  sleep(100);
```

```
p:=#$05+#$30+#$30+#$38+#$38+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(StrToFloa
t(Edit1.Text)*10)), 4);
        AddCRC(p, 2);
        AddCR(p);
        BComPort1.WriteStr(p);
        sleep(100);
        if RadioGroup2.ItemIndex=0 then
        p:=#$05+#$30+#$30+#$39+#$44+#$31+#$30+#$30+#$30+#$30;
        AddCRC(p, 2);
        AddCR(p);
        BComPort1.WriteStr(p);
        sleep(100);
           end;
          //  РОЗРАХУНОК МАСИВУ ВІДНОСНИХ ЗНАЧЕНЬ ЧАСТОТИ
ДЛЯ ОПТИМАЛЬНИХ ЗАКОНІВ  //
        if RadioGroup2.ItemIndex>=1 then
           begin
           t:=0.1;
        Dlinna:=StrToInt(FloatToStr(t1*10));
        SetLength(v, Dlinna);
        if RadioGroup2.ItemIndex=1 then
            begin
            i:=0;
        while t<=t1+0.1 do
              begin

           v[i]:=(((-2+ Power(k, 2)*t*t1-2*cos(k*(t-t1))+2*cos(k*t))+((2*(c*g-
     Power(k, 4)*l*m1)*cos(k*t)+k*(2*Power(k,3)*l*m1*cos(k*(t-T))+(c*(g-
    Power(k,2)*l)+Power(k,2)*(Power(k,2)*l*m1-g*(m+m1)))*((t-t1)*sin(k*t)-
      t*sin(k*(t-t1)))+c*g*t*sin(k*t)))/(c*g)))/(-4+Power(k,2)*Power(t1,2)+4*
```

```
*cos(k*t1)+k*t1*sin(k*t)));
Inc(i);
t:=t+0.1;
end;
If v[Dlinna-1]<0 then v[Dlinna-1]:=1;
If v[Dlinna-1]>0 then v[Dlinna-1]:=1;
end;
if RadioGroup2.ItemIndex=2 then
begin
i:=0;
while t<=t1+0.1 do
begin
v[i]:=(
(6*g* Power(k, 4)*(m+m1)*t1*(-2*t+t1)+c*(6*Power(k, 4)*l*t1*(-2*t+t1)-
g*(24+Power(k, 4)*Power(t, 2)*(2*t-3*t1)*t1+6*Power(k,2)*
*Power(t1,2)))-6*(4*Power(k,4)*l*m1+ Power(k,4)*(Power(k,2)*l*m1-g*(m+
+m1))*(t-t1)*t1+c*(Power(k, 4)*l*t1*(-t+t1)+g*(-4+ Power(k, 2)*(t-t1)*t1)))*
*Cos(k*t)+6*(Power(k, 4)*(g*(m+m1)*t*t1+l*m1*(4- Power(k,2)*t*t1))+c*
*(Power(k, 4)*l*t*t1-g*(4+Power(k,2)*t*t1)))*cos(k*(t-t1))-12*c*g*(-2+
+Power(k, 2)*t*t1)*cos(k*t1)+6*k*(Power(k, 2)*(Power(k, 2)*l*m1*(2*t-3*t1)-
g*(m+m1)*(2*t-t1))+c*(Power(k, 2)*l*(-2*t+t1)+g*(2*t+t1)))*sin(k*t)-
6*k*(c*(g*(2*t-3*t1)+Power(k, 2)*l*(-2*t+t1))+Power(k, 2)*(-g*(m+m1)*
(2*t-t1)+ +Power(k, 2)*l*m1*(2*t+t1)))*Sin(k*(t-t1))+k*(2*c*t*(6*
*Power(k, 2)*l+g*(6+Power(k, 2)*Power(t, 2)))+6*g*Power(k, 2)*(m+m1)*
*(2*t-t1)-3*c*(2*Power(k, 2)*l+g*(-6+Power(k, 2)*Power(t, 2)))*t1)*
*sin(k*t1)))/(c*g*(-48-12*Power(k, 2)* Power(t1, 2)+ Power(k, 4)*
*Power(t1, 4)-12*(-4+Power(k, 2)* Power(t1, 2))*cos(k*t1)+k*t1*
*(48- Power(k, 2)* Power(t1, 2))*sin(k*t1)));
Inc(i);
t:=t+0.1;
```

```
        end;
      If v[Dlinna-1]<0 then v[Dlinna-1]:=1;
      If v[Dlinna-1]>0 then v[Dlinna-1]:=1;
        end;
     if RadioGroup2.ItemIndex=3 then
        begin
        i:=0;
     while t<=t1+0.1 do begin
      v[i]:=(
                                        (-1440*t1-
120*Power(k,2)*Power(t1,3)+Power(k,6)*Power(t,3)**Power(t1,2)*(6*
*Power(t,2)-15*t*t1+10*Power(t1,2))-12*Power(k,4)*t*(2*Power(t,4)-
-5*Power(t,3)*t1+10*Power(t,2)*Power(t1,2)-10*t*Power(t1,3)+
+5*Power(t1,4))+12*(10*t1*(12+Power(k, 2)*t1*(-3*t+t1))*cos(k*t)+10*t1*
(-12+ Power(k, 2)*t1*(-3*t+2*t1))*cos(k*(t-t1))+(120*t1-20*Power(k, 2)*
*Power(t1, 2)*(3*t+t1)+Power(k, 4)*(2* Power(t,5)-5*Power(t, 4)*t1+5*
*Power(t, 2)*Power(t1, 3)))*cos(k*t1)+5*k*t1*((12*t+6*t1-Power(k, 2)*t*
*Power(t1,2)+Power(k, 2)*Power(t1,3))*sin(k*t)+(-12*t+18*t1+ Power(k,2)*
*t*Power(t1,2))*sin(k*(t-t1))))+k*t1*(1080*t1+t*(720+60*Power(k,2)*(2*
*Power(t, 2)-3*t*t1-3*Power(t1,2))+Power(k,4)*Power(t,2)*(6*Power(t,2)-
-15*t*t1+10*Power(t1, 2))))*sin(k*t1)+60*Power(k,3)*((l/g)+((m+m1)/c))*
*(k*(2*t-t1)*(-4*Power(t1, 2)+t*t1*(4-Power(k, 2)*Power(t1,2))+Power(t,2)*
*(-4+Power(k,2)*Power(t1,2)))+2*k*(4*Power(t, 3)-6*Power(t,2)*t1+
+Power(t1,3))*cos(k*t1)+t1*(2*k*(3*t-2*t1)*t1*cos(k*t)+2*k*(3*t-t1)*t1*
*cos(k*(t-t1))+(-12*t+6*t1+Power(k, 2)*t* Power(t1, 2)-Power(k, 2)*
*Power(t1, 3))*sin(k*t)-(-12*t+6*t1+Power(k, 2)*t*Power(t1, 2))*sin(k*
*(t-t1)))+(6+Power(k,2)*t*(t-t1))*(2*t-t1)*t1*sin(k*t1))-1/(c*g)*60*
*Power(k, 4)*l*m1*(-6*(2*t-t1)*(-4+ Power(k, 2)*Power(t1, 2))+6*t1*
*(4+Power(k,2)*(t-t1)*t1)*cos(k*t)+6*t1*(-4+Power(k, 2)*t*t1)*cos(k*
*(t-t1))+24*(-2*t+t1)*cos(k*t1)+k*t1*((-12*t+18*t1+Power(k, 2)*t* *Power(t1,
```

```
2)-Power(k, 2)* Power(t1, 3))*sin(k*t)+(12*t+6*t- Power(k, 2)*t* *Power(t1,
2))*sin(k*(t-t1)))+6*k*t1*(-2*t+t1)*sin(k*t1))))/(t1*(-2880-240*
*Power(k,2)*Power(t1, 2)-24*Power(k,4)*Power(t1,4)+Power(k,6)*
*Power(t1,6)+24*(120-50*Power(k, 2)*Power(t1, 2)+ Power(k,4)*
*Power(t1,4))*cos(k*t1)+k*t1*(2880-240*Power(k,2)*Power(t1,2)+
+Power(k,4)*Power(t1,4))*sin(k*t1)));
Inc(i);
t:=t+0.1;
   end;
 If v[Dlinna-1]<0 then v[Dlinna-1]:=1;
 If v[Dlinna-1]>0 then v[Dlinna-1]:=1;
   end;
   end;
if RadioGroup2.ItemIndex=4 then
    begin
    i:=0;
while t<=t1+0.1 do
      begin
v[i]:=(t/Power (t1,9))*(((2520*((l/g) + ((m + m1)/c))*Power(t, 2)*Power ((t
- t1), 3)*(2*t - t1))) + ((15120*l*m1*(t - t1)*(2*t - t1)*(7*Power (t, 2) - 7*t*
*t1 +Power (t1, 2)))/(c*g))+(Power (t, 4)*(70*Power (t, 4)-315*Power (t, 3)*t1+
+540*Power(t, 2)*Power(t1, 2)-420*t*Power(t1,3)+126*Power(t1, 4))));
Inc(i);
t:=t+0.1;
      end;
If v[Dlinna-1]<0 then v[Dlinna-1]:=1;
If v[Dlinna-1]>0 then v[Dlinna-1]:=1;
    end;
// ПОПЕРЕДНІ НАЛАШТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ПЧ ПРИ РУСІ
ДВИГУНА ЗА ОПТИМАЛЬНИМИ ЗАКОНАМИ //
```

```
        if RadioGroup2.ItemIndex>=1 then
           begin
       p:=#$05+#$30+#$30+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(rou
nd(StrToFloat(Edit3.Text)*100))), 4);
        AddCRC(p, 2);
        AddCR(p);
        BComPort1.WriteStr(p);
        sleep(100);
       p:=#$05+#$30+#$30+#$38+#$37+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(1)),
4);
        p:=#$05+#$30+#$30+#$38+#$37+#$31+#$30+#$30+#$30+#$31;
        AddCRC(p, 2);
        AddCR(p);
        BComPort1.WriteStr(p);
        sleep(100);
        p:=#$05+#$30+#$30+#$38+#$38+#$31+#$30+#$30+#$30+#$31;
        AddCRC(p, 2);
        AddCR(p);
        BComPort1.WriteStr(p);
        sleep(100);
        p:=#$05+#$30+#$30+#$39+#$44+#$31+#$30+#$30+#$30+#$30;
        AddCRC(p, 2);
        AddCR(p);
        BComPort1.WriteStr(p);
        sleep(100);
           end;
        //  ПОБУДОВА ГРАФІКА ФУНКЦІЇ ЗМІНИ ЧАСТОТИ ПРОТЯГОМ
ПУСКУ ДВИГУНА ЗА ОПТИМАЛЬНИМИ ЗАКОНАМИ //
        if CheckBox1.Checked=True then
           begin
```

```
            t:=0.1;
            i:=0;
          if RadioGroup2.ItemIndex>=1 then
              begin
            SLScope1.Channels[0].Data.Clear;
            SLScope1.YAxis.Min.Value:= 0;
            SLScope1.YAxis.Max.Value:= StrToInt(Edit3.Text)*1.05;
            SLScope1.XAxis.Max.Tick.Value:=t1;
            SLScope1.XAxis.Min.Tick.Value:=0;
            SLScope1.Channels[0].Data.AddXYPoint(0, 0, True);
            SLScope1.Channels[0].Width:=2;
          while t<t1+0.1 do
                begin
          SLScope1.Channels[0].Data.AddXYPoint(t,
round(v[i]*StrToInt(Edit3.Text)*100)/100);
          t:=t+0.1;
          i:=i+1;
                end;
              end;
            end else  SLScope1.Channels[0].Data.Clear;
         end;
         // ПРОЦЕДУРА ПУСКУ
        procedure TForm1.Button4Click(Sender: TObject);   // команда пуск
        begin
          beep;
          if RadioGroup2.ItemIndex<1 then begin
        //        РУХ        ПРИ        СТАНДАРТНИХ        ХАРАКТЕРИСТИКАХ
РОЗГОНУ/ГАЛЬМУВАННЯ
          if RadioGroup3.ItemIndex=1 then
p:=#$05+#$30+#$30+#$46+#$41+#$31+#$30+#$32+#$37+#$41+#$0D
```

```
        else
p:=#$05+#$30+#$30+#$46+#$41+#$31+#$30+#$34+#$37+#$43+#$0D;
        BComPort1.WriteStr(p);
        p:='';
        sleep(StrToInt(FloatToStr(StrToFloat(Edit1.Text)*1000)));
        sleep(StrToInt(FloatToStr(StrToFloat(Edit4.Text)*1000)));
p:=#$05+#$30+#$30+#$46+#$41+#$31+#$30+#$30+#$37+#$38+#$0D;
        BComPort1.WriteStr(p);
        end else begin
        // РУХ ДВИГУНА НА ОПТИМАЛЬНИХ ЗАКОНАХ
        p:='';
p:=#$05+#$30+#$30+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(v[0
]*StrToInt(Edit3.Text)*100))), 4);
        AddCRC(p, 2);
        AddCR(p);
        BComPort1.WriteStr(p);
        sleep(100);
        p:='';
        if RadioGroup3.ItemIndex = 1 then
 p:=#$05+#$30+#$30+#$46+#$41+#$31+#$30+#$32+#$37+#$41+#$0D
        else
p:=#$05+#$30+#$30+#$46+#$41+#$31+#$30+#$34+#$37+#$43+#$0D;
        BComPort1.WriteStr(p);
        sleep(100);
         i:=1;
         while i<Dlinna do begin  // розгін   (Dlinna-1)
         p:='';
p:=#$05+#$30+#$30+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(v[i
]*StrToInt(Edit3.Text)*100))), 4);
         AddCRC(p, 2);
```

```
          AddCR(p);
          if BComPort1.WriteStr(p)>0 then
          sleep(100); // спробувати тут  sleep(100)
          p:='';
          i:=i+1;
          end;
          sleep(round(tnom*1000));
          i:=(Dlinna-1);
          while i>=0 do begin
          p:='';
p:=#$05+#$30+#$30+#$45+#$44+#$31+IntToHex(StrToInt(FloatToStr(round(v[i
]*StrToInt(Edit3.Text)*100))), 4);
          AddCRC(p, 2);
          AddCR(p);
          if BComPort1.WriteStr(p)>0 then
          sleep(100);
          p:='';
          i:=i-1;
          end;
          p:=  #$05+#$30+#$30+#$46+#$41+#$31+#$30+#$30+#$37+#$38+#$0D;
BComPort1.WriteStr(p);
         end;
        end;
       procedure TForm1.Button6Click(Sender: TObject);
        begin
         Form2.show;
         Button3.Enabled:=True;
         Button4.Enabled:=True;
         Button5.Enabled:=True;
         RadioGroup1.Enabled:=True;
```

```
  RadioGroup2.Enabled:=True;
  RadioGroup3.Enabled:=True;
 end;
procedure TForm1.cbPortChange(Sender: TObject);
 begin
  BComPort2.Port := cbPort.Text;
  BComPort2.BaudRate := br9600;
  if BComPort2.Open then
   begin
    cbPort.Enabled := False;
    btnDisconnect.Enabled := True;
    end;
 end;
procedure TForm1.ComboBox1Change(Sender: TObject);
 begin
   BComPort1.Port:=cbPort1.Text;
   BComPort1.BaudRate := br9600;
   BComPort1.Parity:=paNone;
   BComPort1.StopBits:=sb1;
   if BComPort1.Open then
    begin
     cbPort1.Enabled := False;
     btnDisconnect1.Enabled:=True;
     Button3.Enabled:=True;
     Button4.Enabled:=True;
     Button5.Enabled:=True;
     RadioGroup1.Enabled:=True;
     RadioGroup2.Enabled:=True;
     RadioGroup3.Enabled:=True;
    end;
```

```
end;
 //ПРОЦЕДУРА ПОДАЧІ СИГНАЛУ МІКРОКОНТРОЛЕРУ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ ПОРТА
procedure TForm1.RxCharClick(Sender: TObject);
 begin
  p:='0';
  BComPort2.WriteStr(p);
  p:='';
 end;
//ПРОЦЕДУРА ЗЧИТУВАННЯ ДАННИХ З COM ПОРТА (ДАТЧИКІВ)
procedure TForm1.BComPort2RxChar(Sender: TObject; Count: Integer);
begin
  BComPort2.ReadStr(txt, Count);
  adr:= 1;
  ii:= 0;
  while adr < Length(txt) + 1 do
  begin
    z:= '';
    while adr < Length(txt) + 1 do
    begin
     if txt[adr] = ',' then
     begin
      inc(adr);
      break;
     end
     else
     z:= z + txt[adr];
     inc(adr);
    end;
     SetLength(res, Length(res) + 1);
```

```
    res[ii]:=(z);
     inc(ii);
  end;
  enc:=res[0];
  enc1:=StrToFloat(enc);
  enc2:=FloatToStr(enc1/1000);
  Edit5.Text:=res[1];
  Edit2.Text:=enc2;
  BComPort2.ClearBuffer(True, True);
end;
end.
```

Функціональний юніт

```
unit Functions_Unit;
interface
uses SysUtils, Math;
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
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;
  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.
```

Додаток Л

Принципіальна схема мікроконтролерного блоку для визначення довжини канату та маси вантажу.

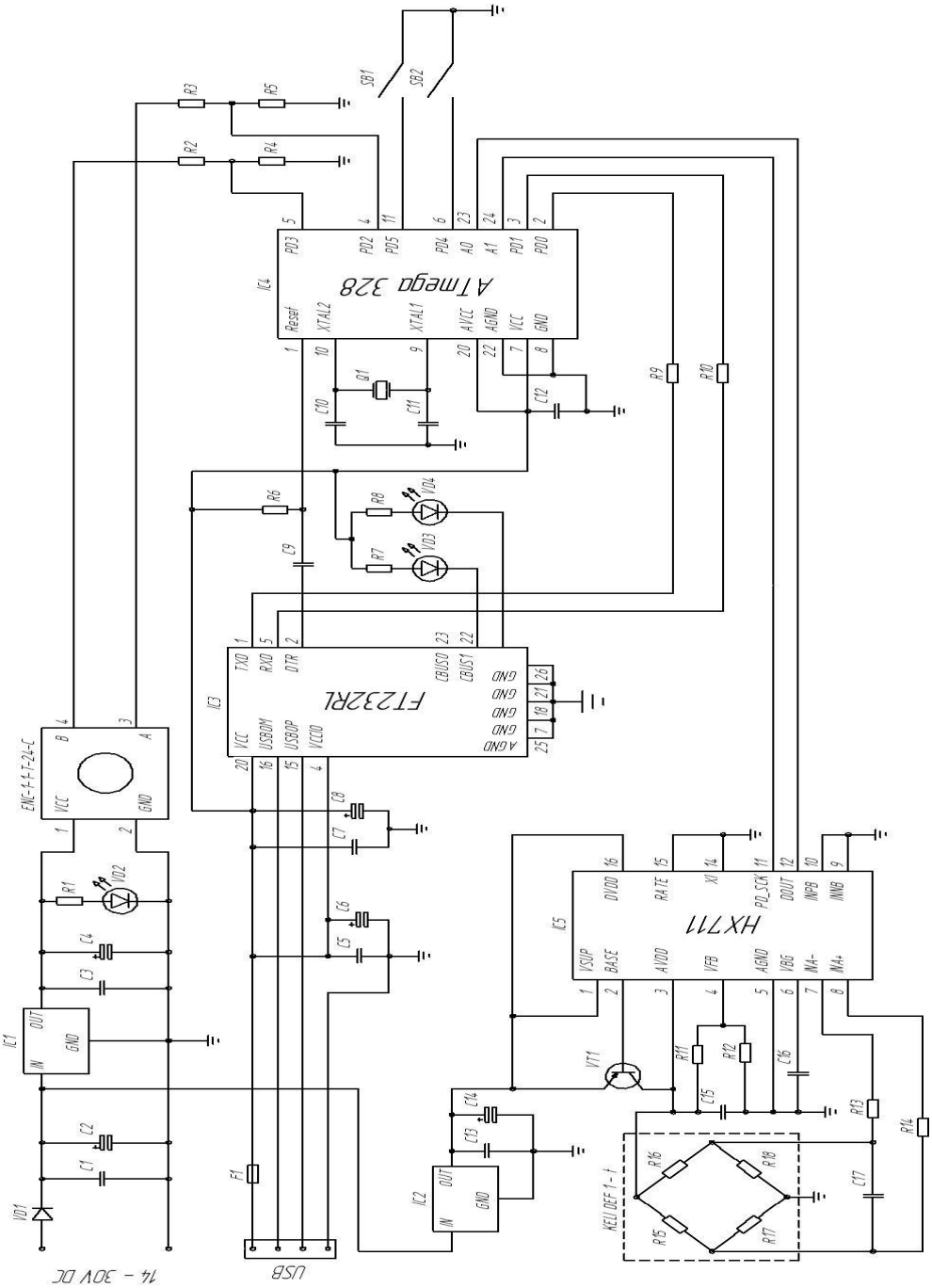
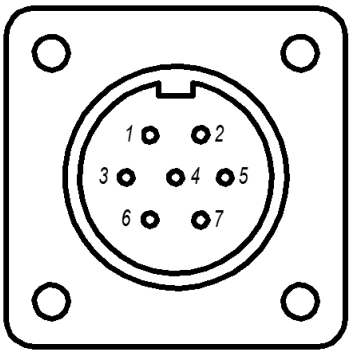


Рис. Л.1. Принципіальна схема мікроконтролерного блоку

Таблиця Л.1

Перелік радіокомпонентів для мікроконтролерного блоку

Позначення на схемі	Найменування	Позначення на схемі	Найменування
IC1	LM7812	C13	0,1мкф 50В
IC2	LM7805	C14	47мкф 25В
IC3	FT232	C15	0,1мкф 50В
IC4	ATmega328	C16	0,1мкф 50В
IC5	HX711	C17	0,1 мкф 50В
VT1	MMBT4403	R1	1кОм 0,125Вт
VD1	1N4001	R2	4,7кОм 0,125Вт
VD2	508H184WC	R3	4,7кОм 0,125Вт
VD3	508H184WC	R4	3,3кОм 0,125Вт
VD4	508H184WC	R5	3,3кОм 0,125Вт
C1	0,1мкф 50В	R6	1кОм 0,125Вт
C2	100мкф 50В	R7	330Ом 0,125Вт
C3	0,1мкф 50В	R8	330Ом 0,125Вт
C4	47мкф 25В	R9	1кОм 0,125Вт
C5	0,1мкф 50В	R10	1кОм 0,125Вт
C6	4,7мкф 25В	R11	20 кОм 0,125Вт
C7	0,1мкф 50В	R12	8,2кОм 0,125Вт
C8	4,7мкф 25В	R13	100Ом 0,125Вт
C9	0,1мкф 50В	R14	100Ом 0,125Вт
C10	22пф 50В	Q1	16МГц
C11	22пф 50В	SB1	TACT-613N-F
C12	0,1мкф 50В	SB2	ME-8107



1 - Вихідна напруга 12В
2 - Регульваний вихід напруги 1,2 - 35В
3 - Кінцевий вимикач
4 - Мінус (GND)
5 - Вхід аналого-цифрового перетворювача для підключення тензометра
6 - Цифровий вхід для підключення А фази енкодера
7 - Цифровий вхід для підключення В фази енкодера

Рис. Л.2. Призначення контактів роз’єму для підключення датчиків до мікроконтролерного блоку.

Додаток М

Схема внутрішнього зв'язку (I2C)

I2C (Inter-Integrated Circuit (Схема внутрішнього зв'язку) - послідовна шина розроблена в Philips ще в 80-х роках минулого століття. Сьогодні, кожен виробник випускає МК з апаратним I2C, правда Philips запатентавал назву і до 2007 року в ATmega, цей модуль називався 2-wire Serial Interface.

Виробники блоків і модулів, часто, використовують саме I2C для спілкування з зовнішнім світом (блоки телевізорів, магнітол, дисплеї, деякі камери в мобільних телефонах і т.п.), а мікросхем периферії набули різноманіття: АЦП / ЦАП пам'яті різноманітні, годинник реального часу, розширювачі вводу-виводу, гіроскопи, акселерометри, компаси, драйвери світлодіодів і матриць, ШІМ-контролери, синтезатори частот і т.п.

Класично працює зі швидкістю 100 кбіт/с і може підтримувати128 пристроїв. Але стандарт 1992 року передбачає швидкості як 100 кбіт/с (low-speed), так і 400 кбіт/с (fast-speed) і вже 10-бітну адресацію тобто максимум - 1203 адреси (пристрої). А від 1998 швидкість досягла до 3.4 Мбіт/с (HighSpeed-mode). Заглянувши в даташит на ATmega побачимо, що модуль 2-wire Serial Interface може працювати на частоті до 400 кГц і адресувати тільки 127 пристроїв. Так само, є зарезервовані 8 службових адрес, так що, на ділі, пристроїв може бути тільки 120.

Адреси, зазвичай "прошиті" в мікросхему, але частенько кілька біт адреси "виводять" на ніжки - перемичками (на живлення або землю) можна задати ці біти і підключити кілька однакових мікросхем на одну шину.

Фізично, шина I2C має два дроти (крім землі і живлення), притягнуті до плюса резисторами 1-10к. Один провід - шина даних (SDA - Serial DAta), другий - тактування (SCS - Serial CLock).

Процедура обміну починається з того, що ведучий (вузол, який ініціює передачу даних рис. Є.1) формує стан СТАРТ: генерує перехід сигналу лінії SDA з ВИСОКОГО стану в низький при високому рівні на лінії SCL. Цей перехід сприймається усіма пристроями, підключеними до шини, як ознака

початку процедури обміну. Генерація синхросигналу — це завжди обов'язок ведучого; кожний ведучий генерує свій власний сигнал синхронізації при пересиланні даних по шині. Процедура обміну завершується тим, що ведучий формує стан СТОП — перехід стану лінії SDA з низького стану в ВИСОКИЙ при високому стані лінії SCL. Стани СТАРТ і СТОП завжди виробляються ведучим. Вважається, що шина зайнята після фіксації стану СТАРТ. Шина вважається звільненою через деякий час після фіксації стану СТОП. При передачі посилок по шині I2C кожний ведучий генерує свій синхросигнал на лінії SCL. Після формування стану СТАРТ, ведучий опускає стан лінії SCL в НИЗЬКИЙ стан і виставляє на лінію SDA старший біт першого байта повідомлення. Кількість байт в повідомленні не обмежена. Специфікація шини I2C дозволяє зміни на лінії SDA лише при низькому рівні сигналу на лінії SCL. Дані дійсні та повинні залишатися стабільними лише під час ВИСОКОГО стану синхроімпульсу. Для підтвердження прийому байта від ведучого-передавача веденим-приймачем в специфікації протоколу обміну по шині I2C вводиться спеціальний біт підтвердження, який виставляється на шину SDA після прийому 8 біта даних.

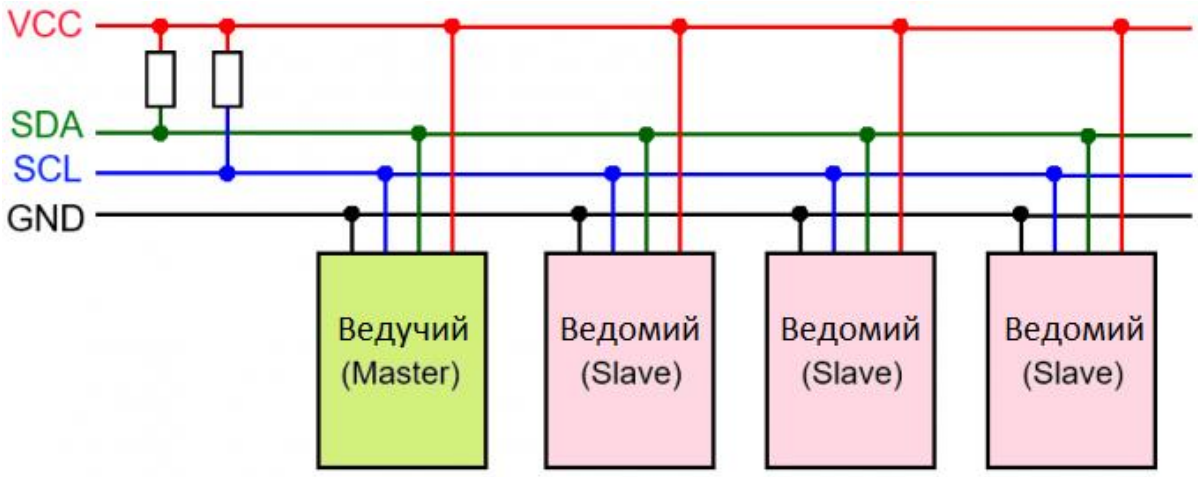


Рис. М.1. Схема підключення пристроїв до шини I2C

Додаток Н

Алгоритм роботи мікроконтролерного пристрою для визначення довжини канату та маси вантажу та програмний код.

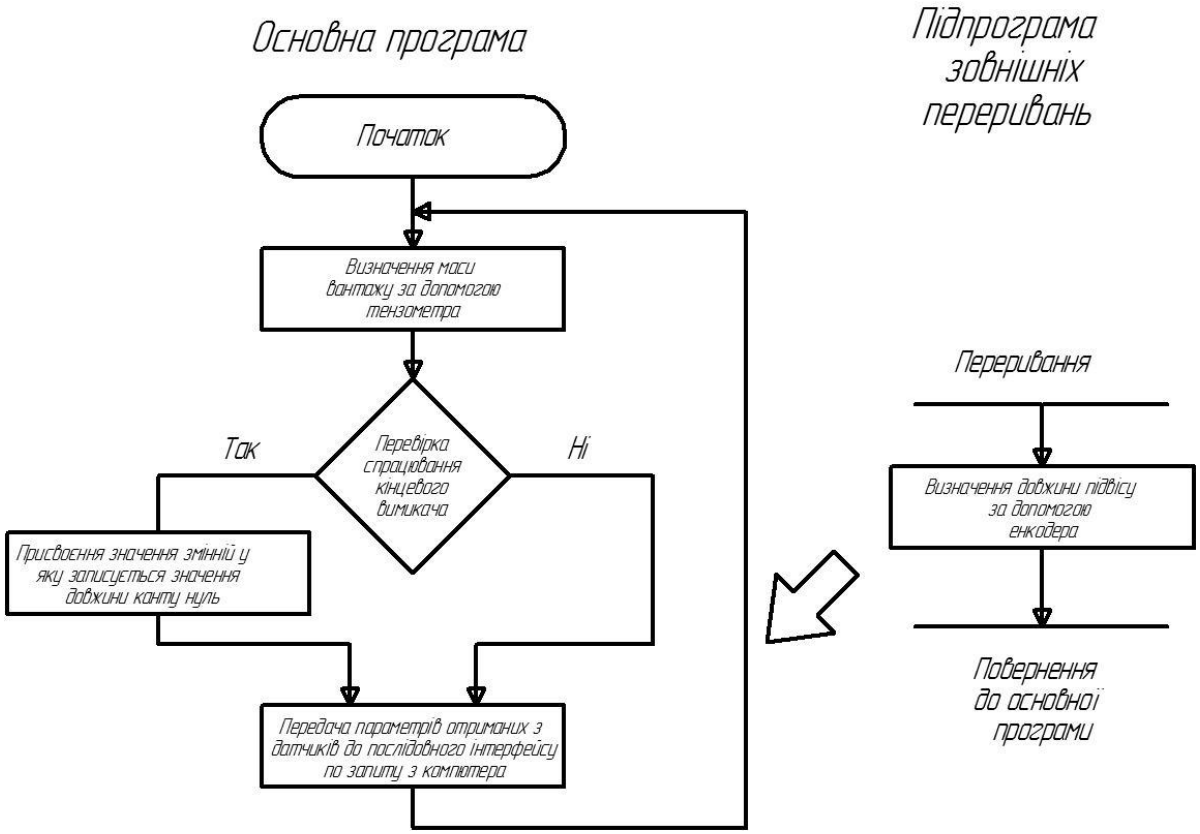


Рис. Н.1. Алгоритм роботи програмного коду для мікроконтролерного пристрою.

Програмний код:

```
#include <EEPROM.h>
#include "HX711.h"
void EEPROMWriteInt(int p_address, int p_value)
{
  byte lowByte = ((p_value >> 0) & 0xFF);
  byte highByte = ((p_value >> 8) & 0xFF);
  EEPROM.write(p_address, lowByte);
  EEPROM.write(p_address + 1, highByte);
}
```

```
unsigned int EEPROMReadInt(int p_address)
{
  byte lowByte = EEPROM.read(p_address);
  byte highByte = EEPROM.read(p_address + 1);
  return ((lowByte << 0) & 0xFF) + ((highByte << 8) & 0xFF00);
}
const int saveEEPROM = 5;
boolean saveEEPROMswitch = 1;
//Для тензометра
// HX711.DOUT  - pin #A2
// HX711.PD_SCK - pin #A0
HX711 scale(A2, A0);
byte in = 0;
const int vimikach = 4;
boolean val = 1;
volatile int brightness = 0;
volatile int fadeAmount = 1;
volatile const int pin_A = 2;
volatile const int pin_B = 3;
volatile unsigned char encoder_A;
volatile unsigned char encoder_B;
volatile unsigned char encoder_A_prev = 0;
void setup()  {
  pinMode(pin_A, INPUT_PULLUP);
  pinMode(pin_B, INPUT_PULLUP);
  pinMode(vimikach, INPUT_PULLUP);
  pinMode(saveEEPROMswitch, INPUT_PULLUP);
  Serial.begin(9600);
  pinMode(A0, HIGH);
  brightness = EEPROMReadInt(0), HEX;
```

```
  scale.set_scale(2280.f);
  scale.tare();
}
void loop()
{
  attachInterrupt(0, enc, CHANGE);
  int x;
  x = scale.get_units(), 1;
  val = digitalRead(vimikach);
  if (val == HIGH)
  {
    brightness = 0;
  }
  saveEEPROMswitch = digitalRead(saveEEPROM);
  if (saveEEPROMswitch == HIGH)
  {
    EEPROMWriteInt(0, brightness);
  }
  if (Serial.available() > 0)
  {
    in = Serial.read();
    if (in == 48)
    {
      Serial.print(brightness);
      Serial.print(",");
      Serial.print(x * 0.58);
    }
  }
}
```

```
void enc()
{
  encoder_A = digitalRead(pin_A);
  encoder_B = digitalRead(pin_B);
  if ((!encoder_A) && (encoder_A_prev))
{
    if (encoder_B)
    {
      if (brightness + fadeAmount <= 10000) brightness += fadeAmount;
    }
    else
    {
      if (brightness - fadeAmount >= 0) brightness -= fadeAmount;
    }
  }
  encoder_A_prev = encoder_A;
}
```

Додаток П

Загальна схема роботи системи керування краном для реалізації оптимальних режимів.

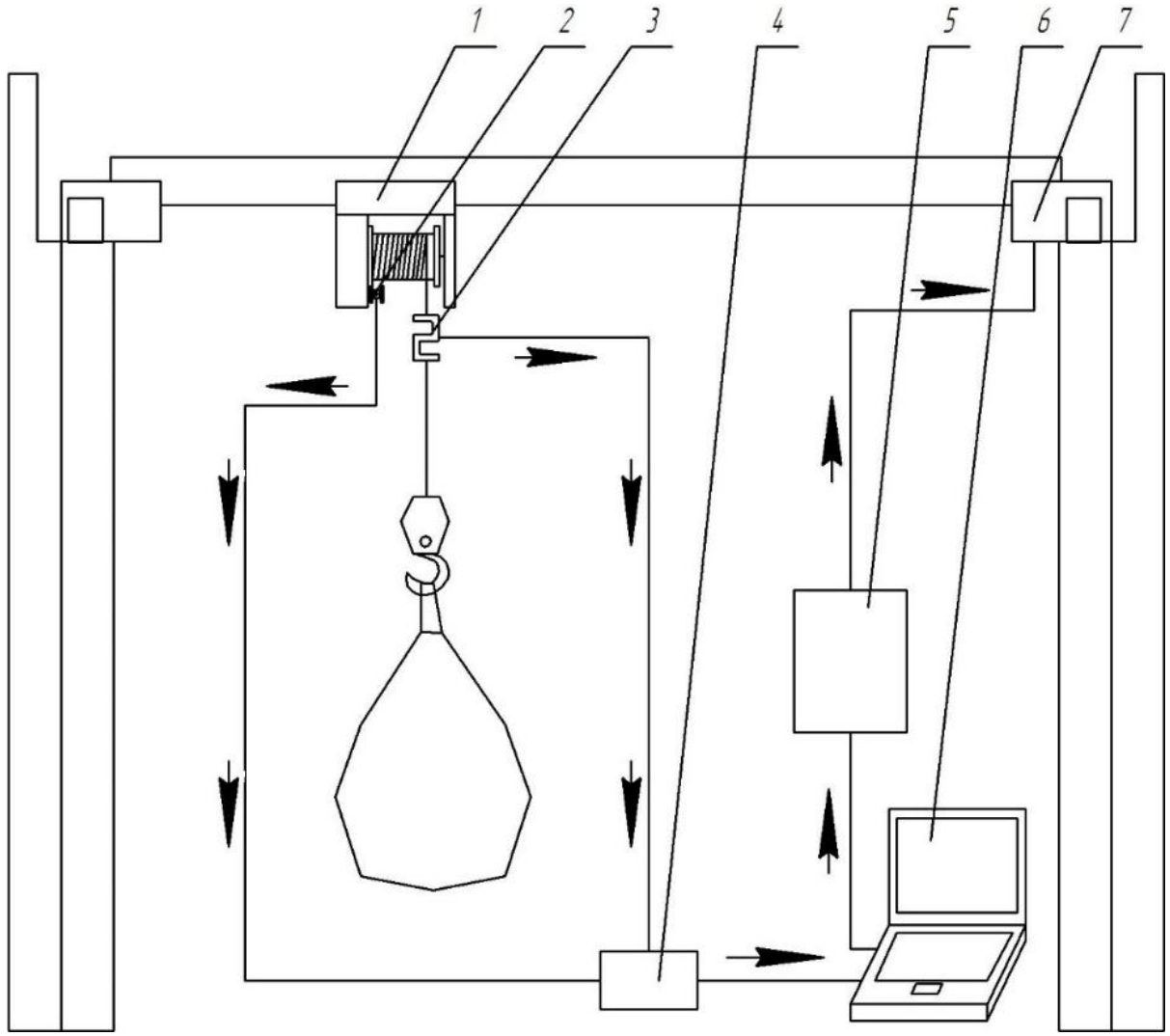
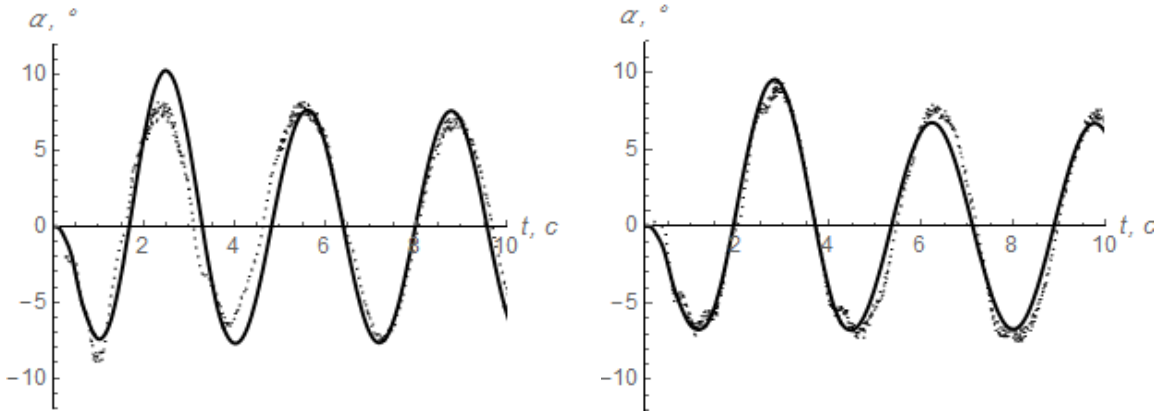


Рисунок П.1 – Схема системи керування краном для реалізації оптимальних законів руху: 1 – електроталь; 2 – енкодер; 3 – тензодатчик; 4 – блок зворотнього зв’язку; 5 – електрична шафа з частотним перетворювачем; 6 – комп’ютер з програмним забезпеченням для керування частотним перетворювачем; 7 – електропривод механізму переміщення крану.

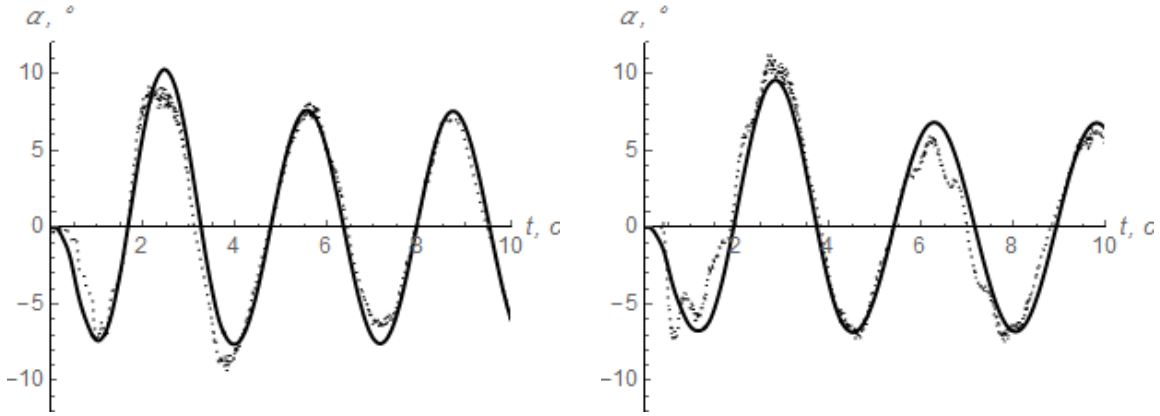
Додаток Р

Графічні залежності, результатів експериментальних досліджень при ручному керуванні краном



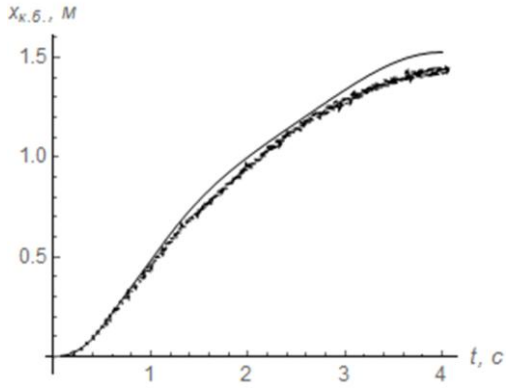
а б

Рисунок Р.1 – Відхилення вантажного канату від вертикалі при ручному керуванні під час переміщення вантажу мостовим краном масою 152 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною: а) 2,5 м; б) 3,1 м

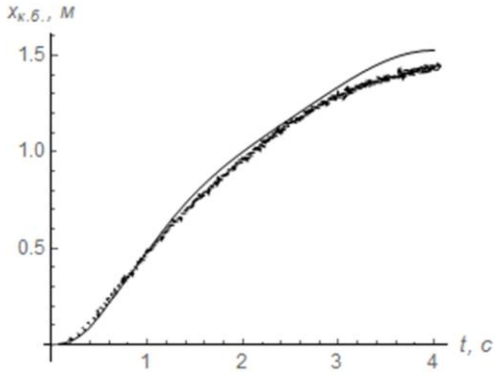


а б

Рисунок Р.2 – Відхилення вантажного канату від вертикалі при ручному керуванні під час переміщення вантажу мостовим краном масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною: а) 2,5 м; б) 3,1 м

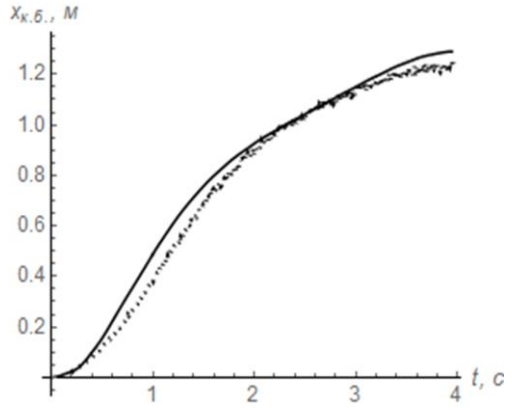


а

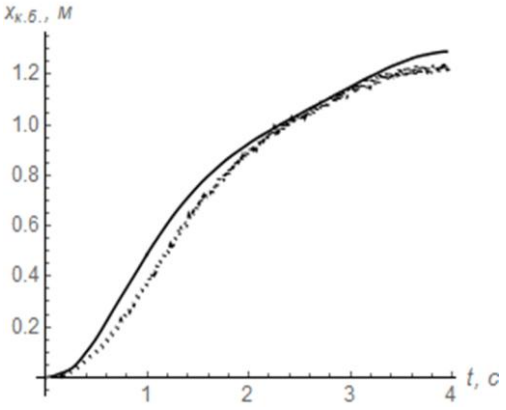


б

Рисунок Р.3 – Переміщення кінцевих балок при ручному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м: а) ліва; б) права

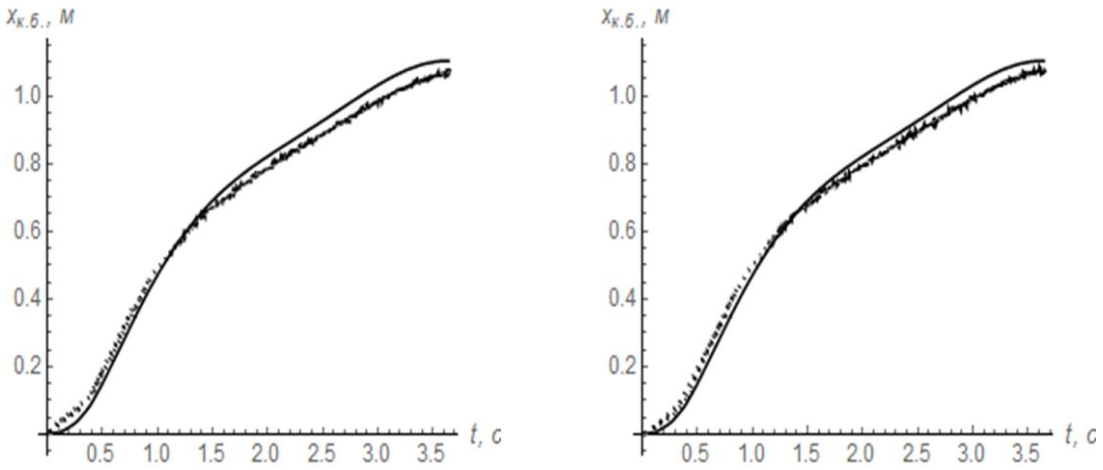


а



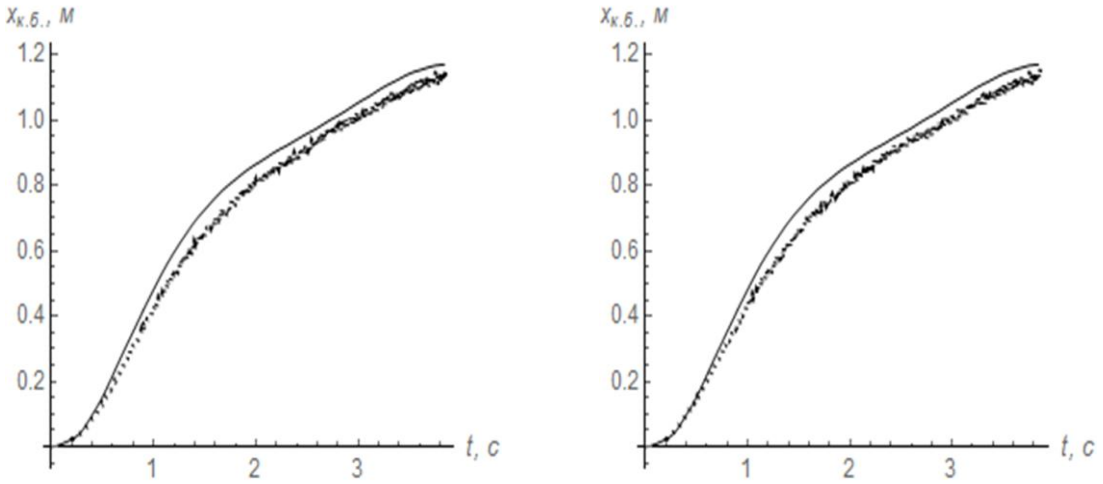
б

Рисунок Р.4 – Переміщення кінцевих балок при ручному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м : а) ліва; б) права



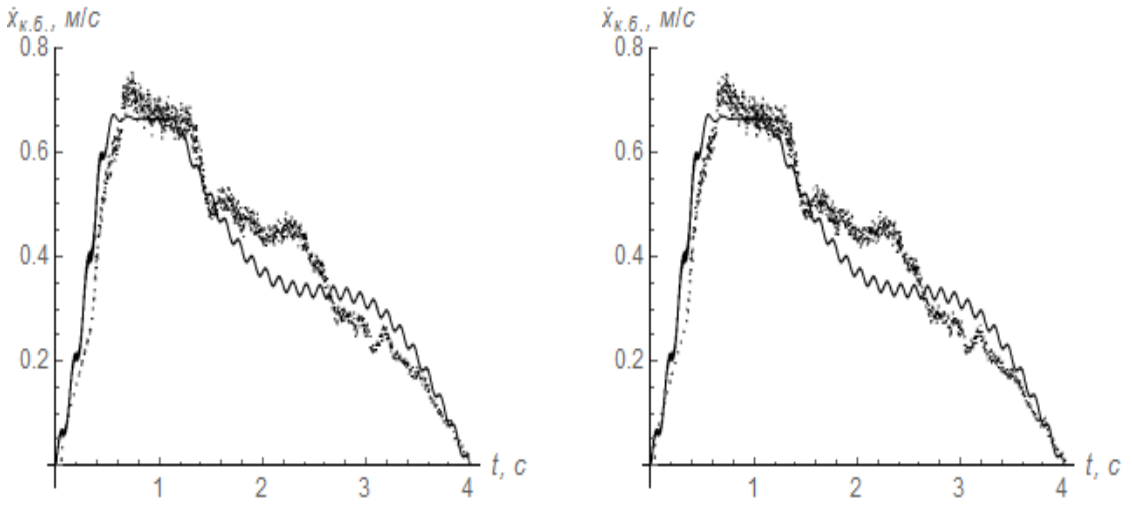
а б

Рисунок Р.5 – Переміщення кінцевих балок при ручному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м: а) ліва; б) права



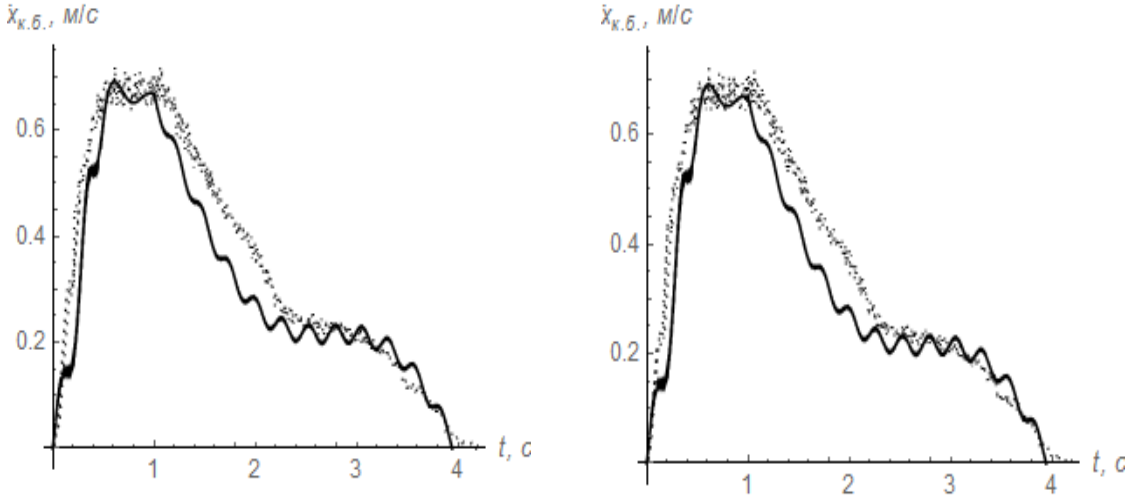
а б

Рисунок Р.6 – Переміщення кінцевих балок при ручному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м : а) ліва; б) права



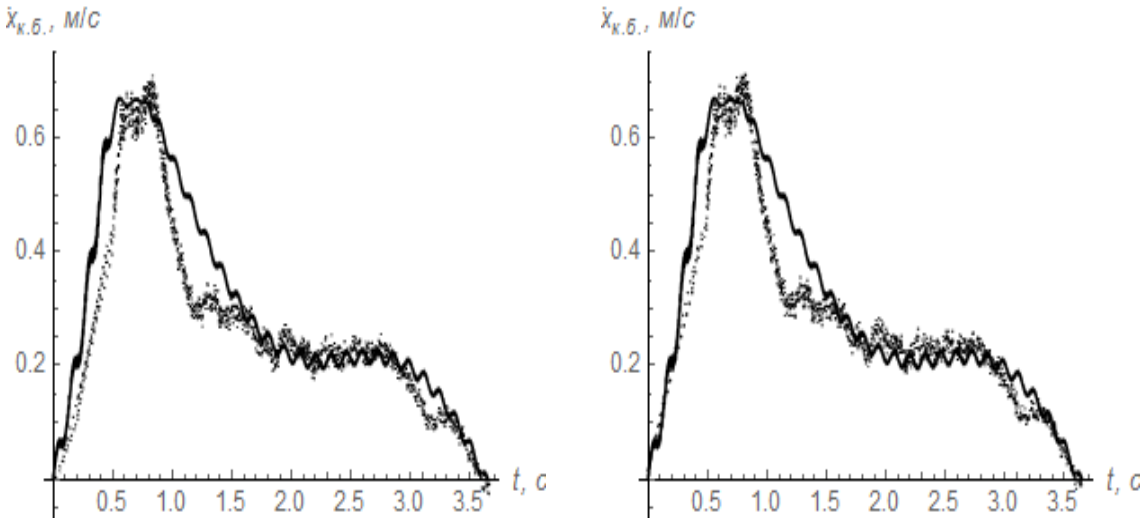
а б

Рисунок Р.7 – Швидкість кінцевих балок при ручному керуванні під час переміщення вантажу масою 152кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м : а) ліва; б) права



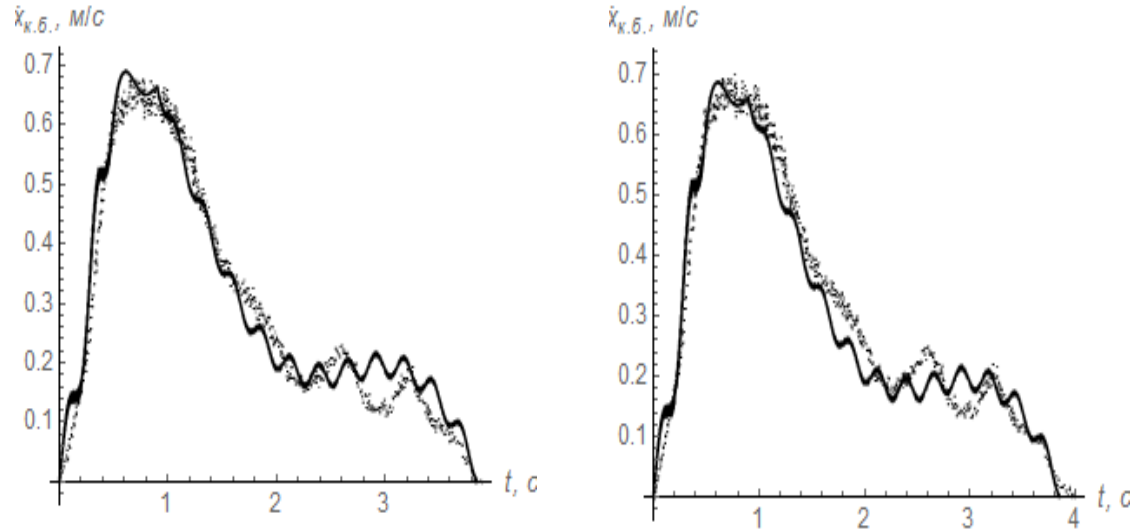
а б

Рисунок Р.8 – Швидкість кінцевих балок при ручному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м: а) ліва; б) права



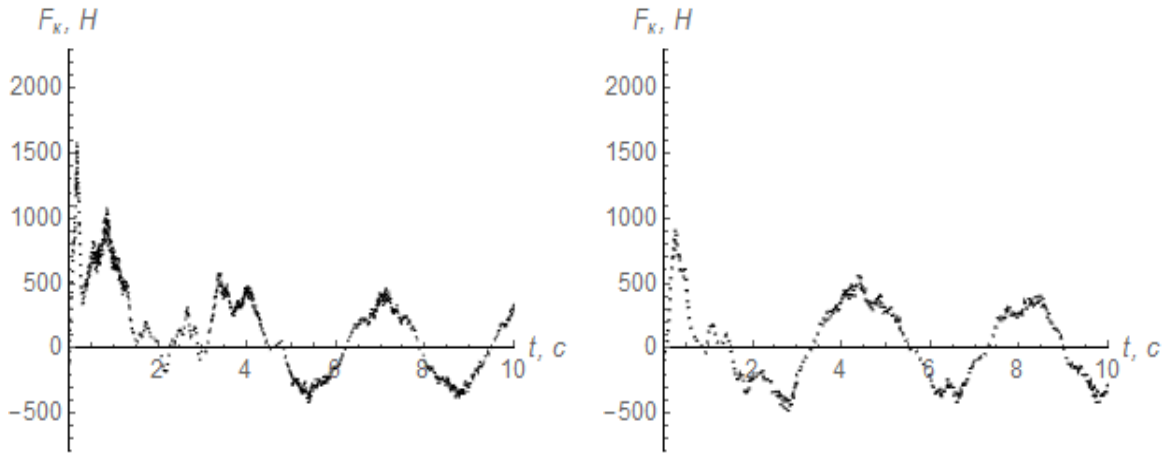
а б

Рисунок Р.9 – Швидкість кінцевих балок при ручному керуванні під час переміщенні вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м: а) ліва; б) права



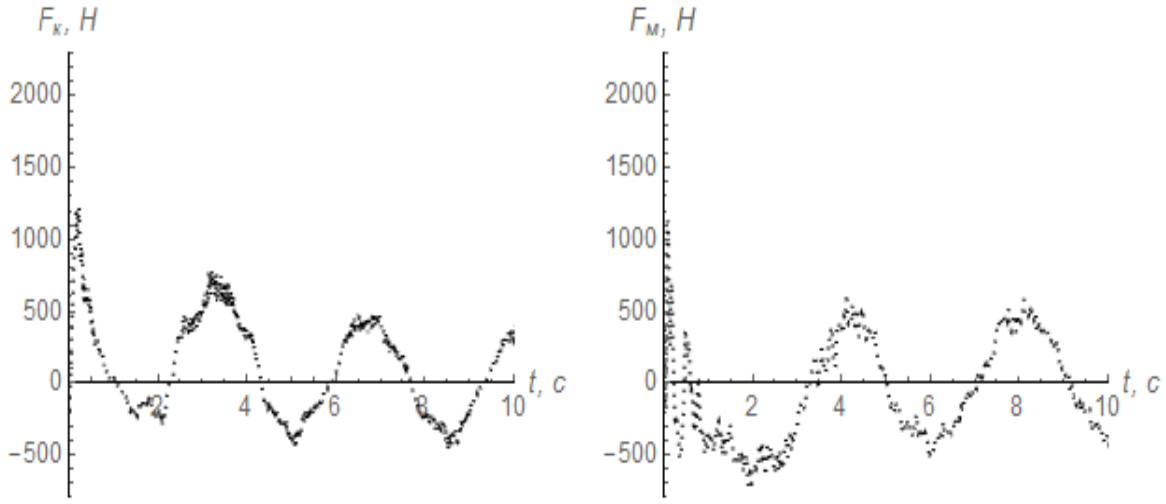
а б

Рисунок Р.10 – Швидкість кінцевих балок при ручному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м: а) ліва; б) права



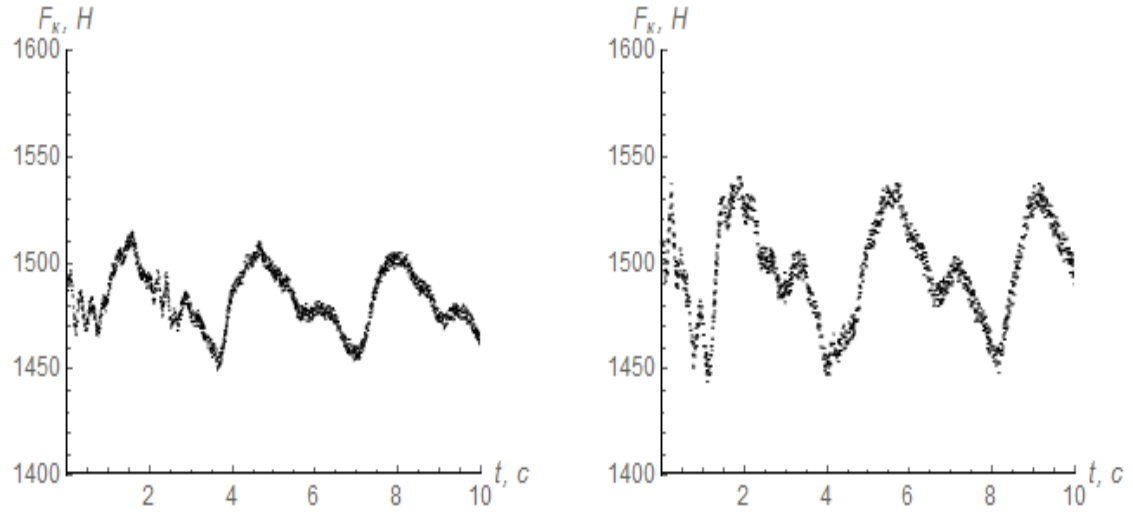
а б

Рисунок Р.11 – Зусилля в мостовій балці крана при ручному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною : а) 2,5 м; б) 3,1 м



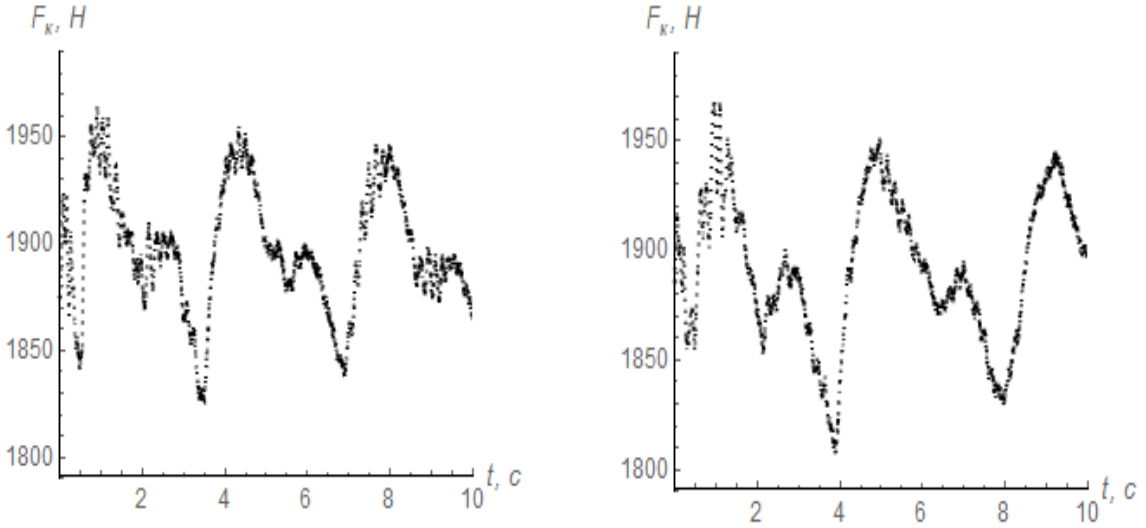
а б

Рисунок Р.12 – Зусилля в мостовій балці крана при ручному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною : а) 2,5 м; б) 3,1 м



а б

Рисунок Р.13 – Зусилля в канаті при ручному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною : а) 2,5 м; б) 3,1 м

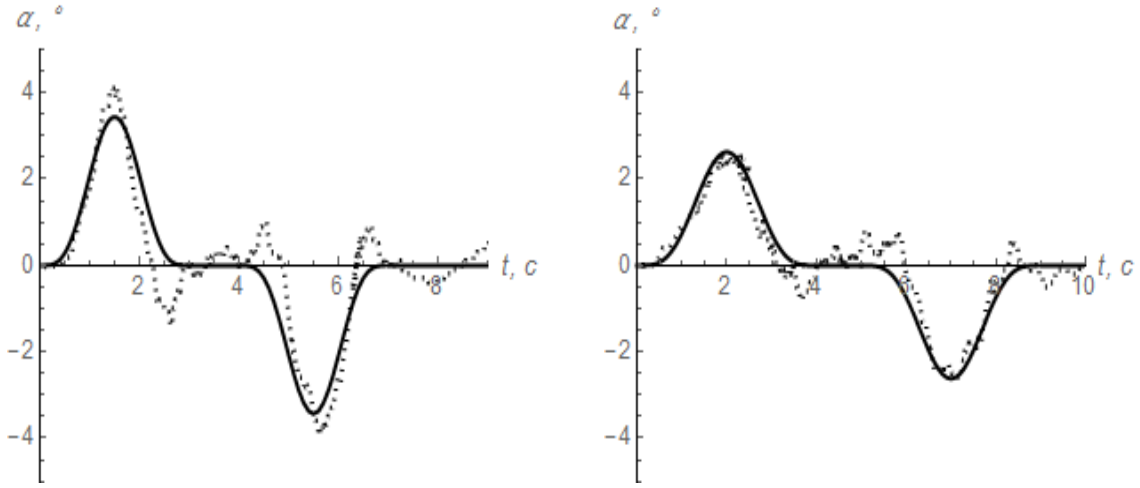


а б

Рисунок Р.14 – Зусилля в канаті при ручному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною : а) 2,5 м с; б) 3,1 м

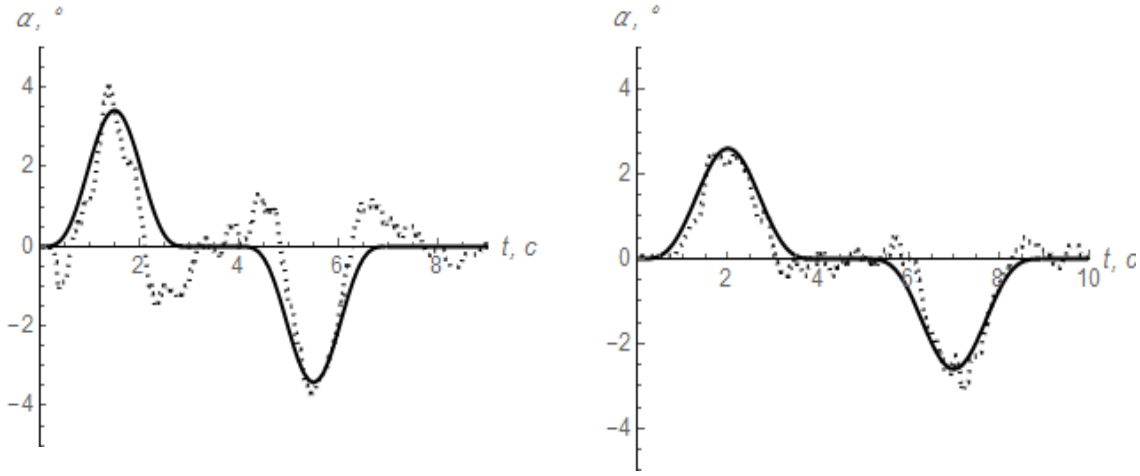
Додаток С

Графічні залежності, результатів експериментальних досліджень при оптимальному керуванні краном



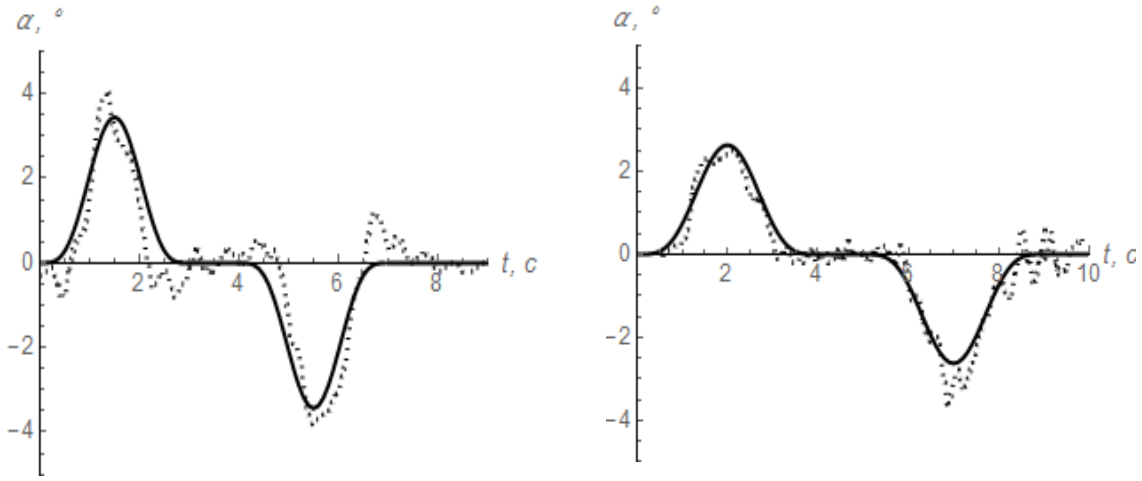
а б

Рисунок. С.1. – Відхилення вантажного канату від вертикалі при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, закріпленому на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м та тривалістю перехідного процесу а) 3 с; б) 4 с



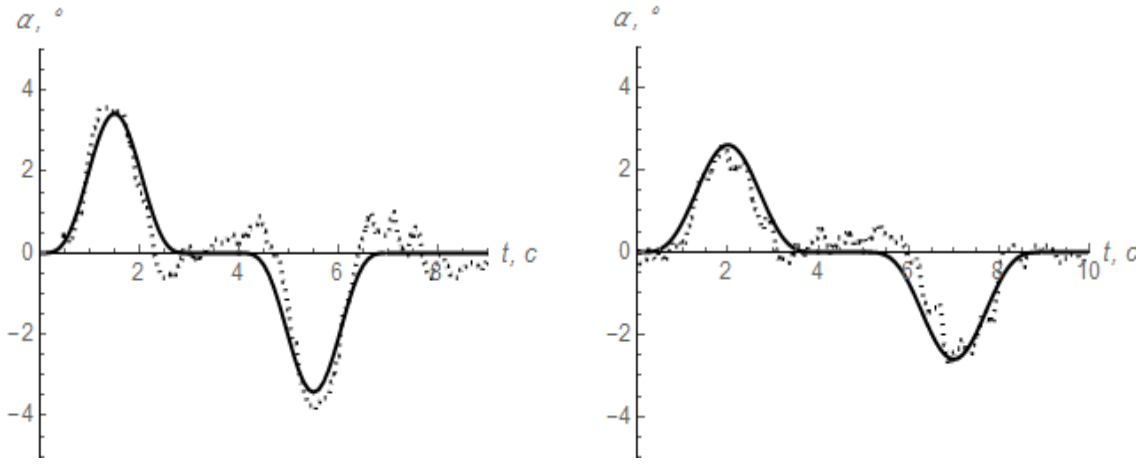
а б

Рисунок. С.2. – Відхилення вантажного канату від вертикалі при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, закріпленому на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м та тривалістю перехідного процесу а) 3 с; б) 4 с



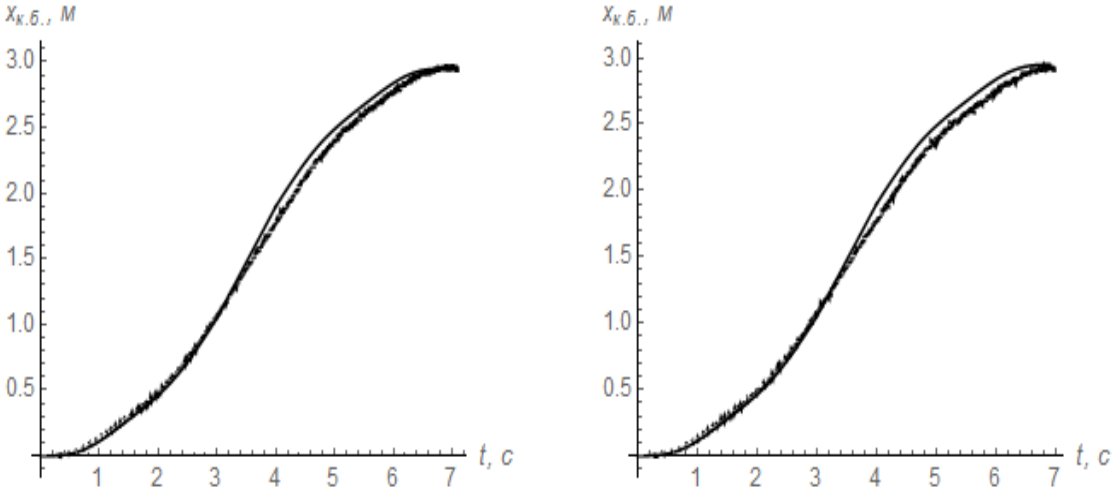
а б

Рисунок. С.3. – Відхилення вантажного канату від вертикалі при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, закріплений на гнучкому підвісі 2,5 м, час перехідного процесу а) 3 с; б) 4 с



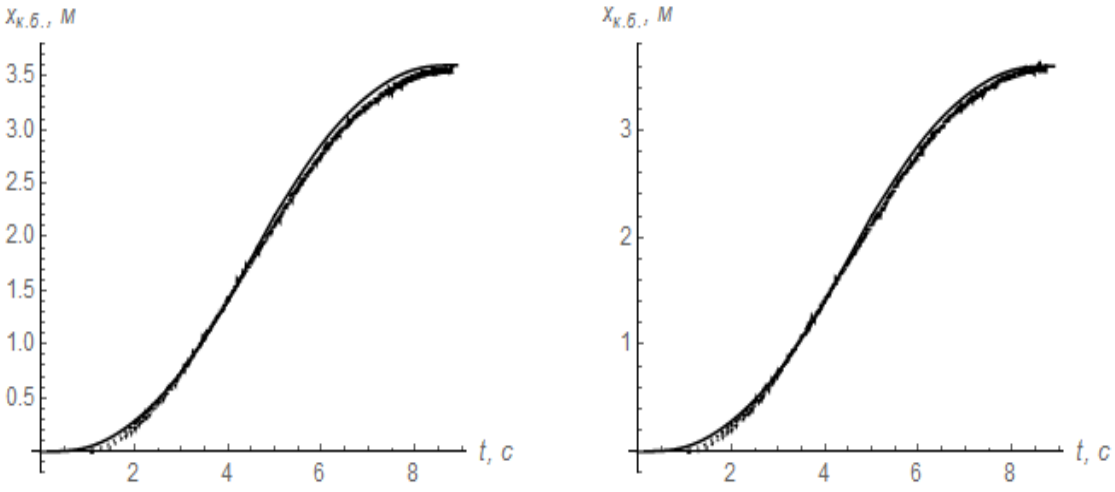
а б

Рисунок. С.4. – Відхилення вантажного канату від вертикалі при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, закріплений на гнучкому підвісі 3,1 м, час перехідного процесу а) 3 с; б) 4 с



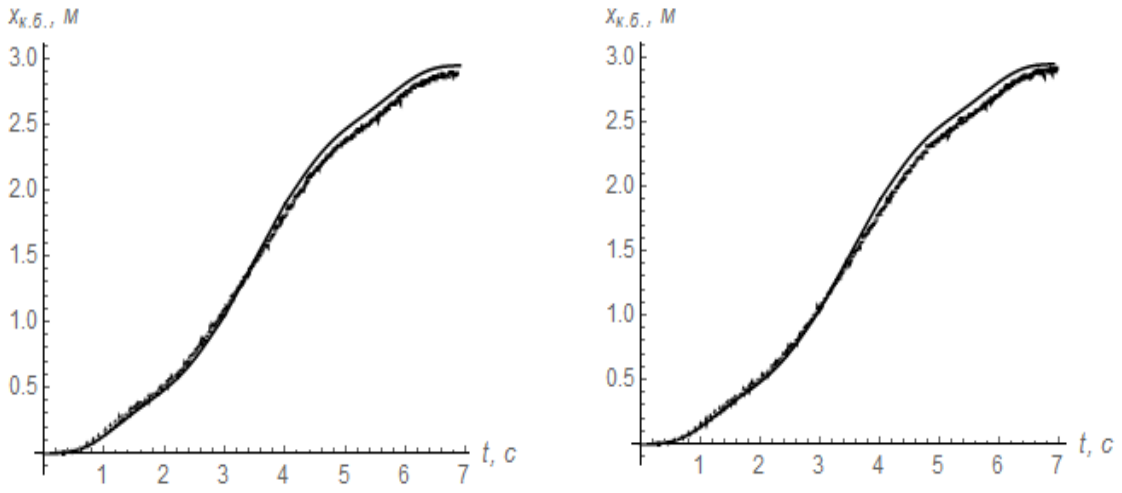
а б

Рисунок. С.5. – Переміщення кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м, час перехідного процесу 3 с : а) ліва; б) права



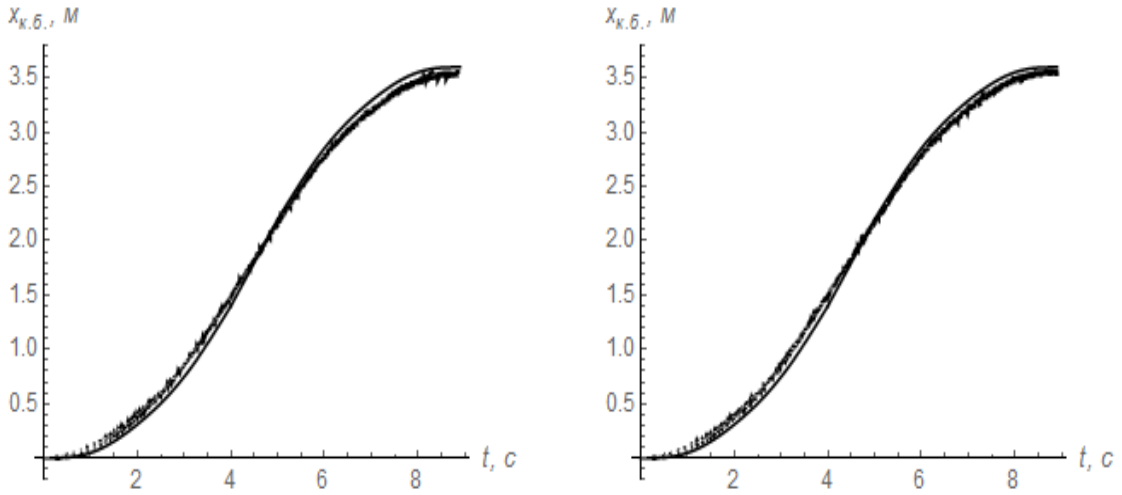
а б

Рисунок. С.6. – Переміщення кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м, час перехідного процесу 4 с : а) ліва; б) права



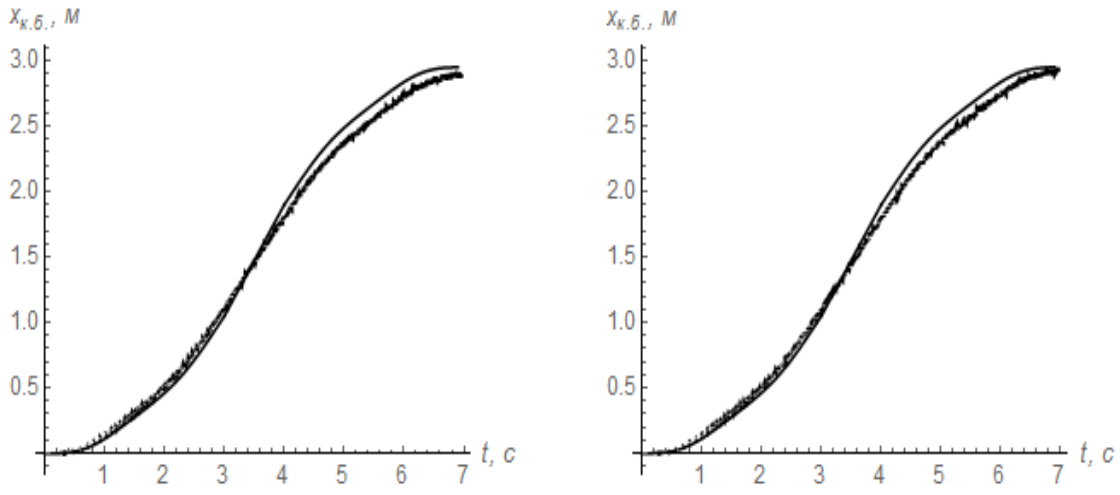
а б

Рисунок. С.7. – Переміщення кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, час перехідного процесу 3 с : а) ліва; б) права



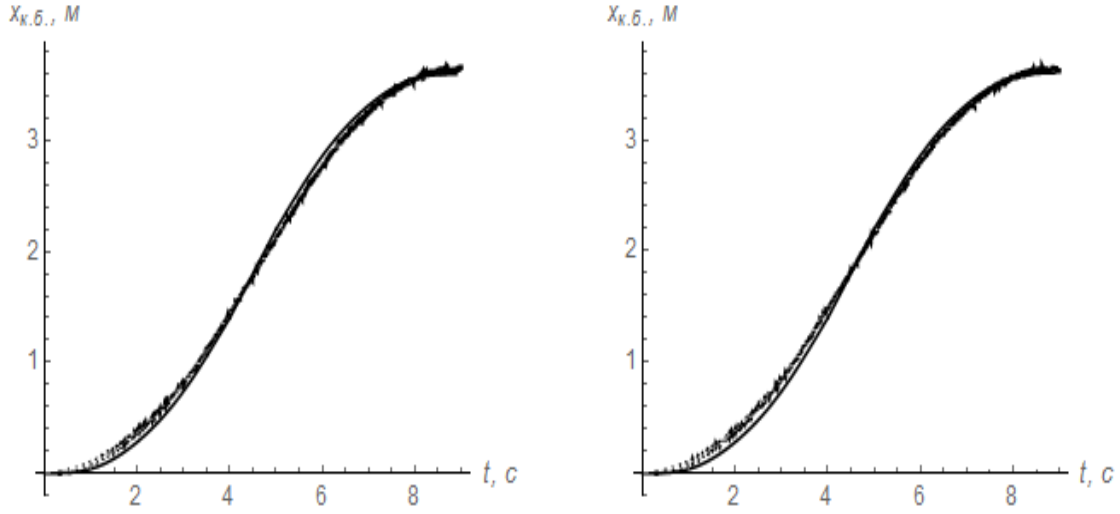
а б

Рисунок. С.8. – Переміщення кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, час перехідного процесу 4 с : а) ліва; б) права



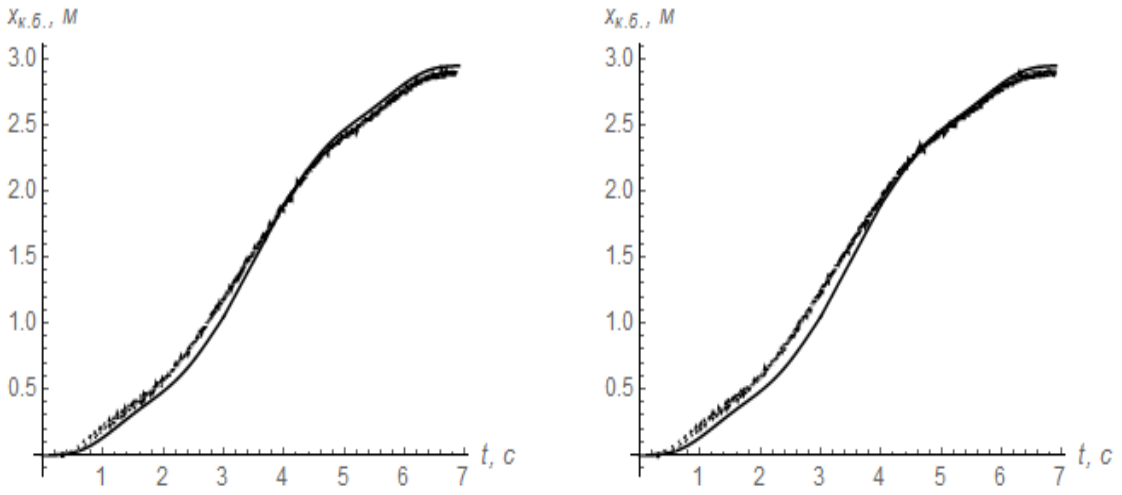
а б

Рисунок. С.9. – Переміщення кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м, час перехідного процесу 3 с : а) ліва; б) права



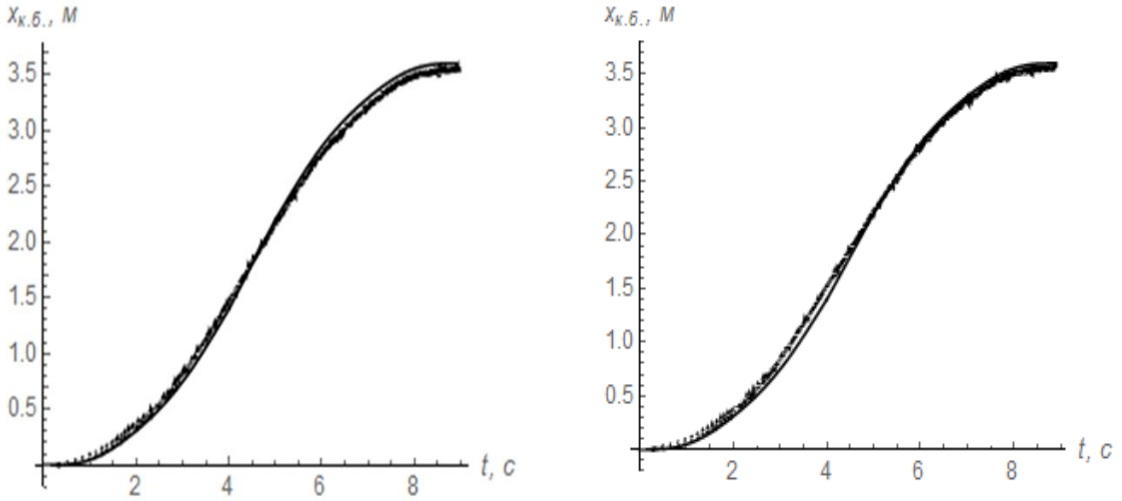
а б

Рисунок. С.10. – Переміщення кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м, час перехідного процесу 4 с : а) ліва; б) права



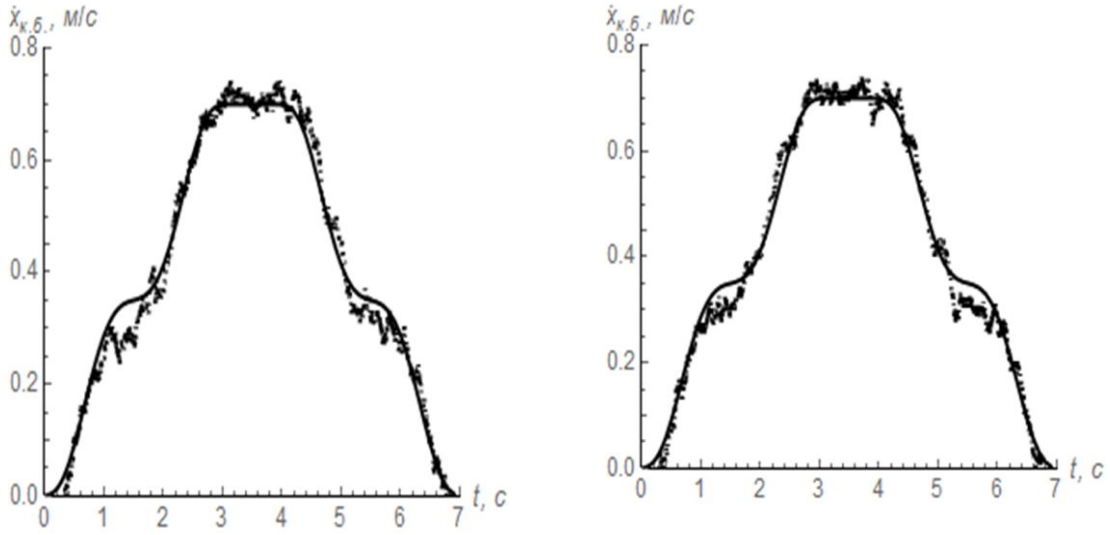
а б

Рисунок. С.11. – Переміщення кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, час перехідного процесу 3 с : а) ліва; б) права



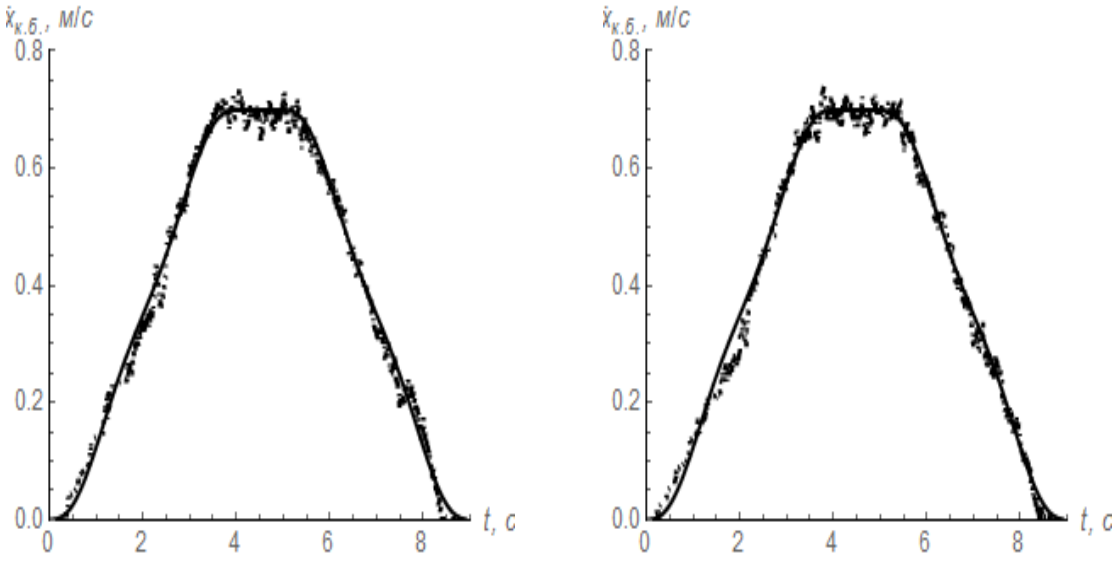
а б

Рисунок. С.12. – Переміщення кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, час перехідного процесу 4 с : а) ліва; б) права



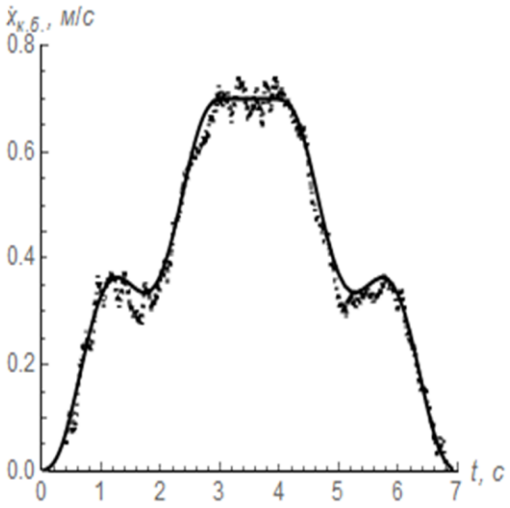
а б

Рисунок. С.13. – Швидкість кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м, час перехідного процесу 3 с : а) ліва; б) права

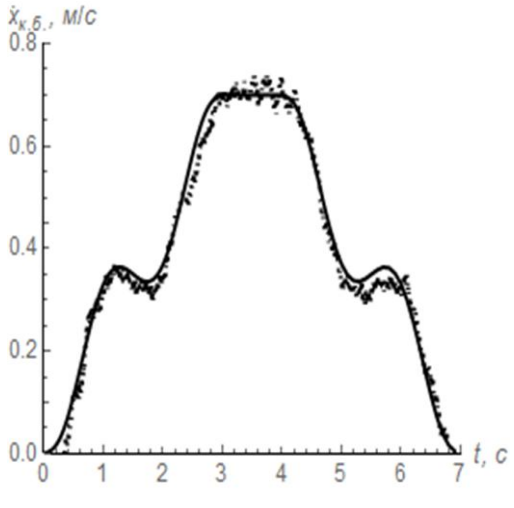


а б

Рисунок. С.14. – Швидкість кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м, час перехідного процесу 4 с : а) ліва; б) права

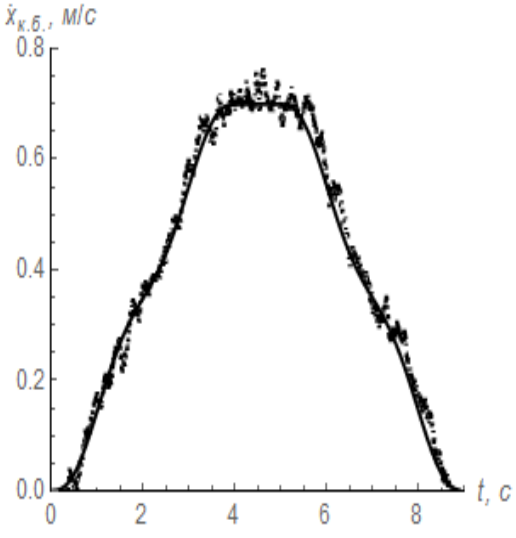


а

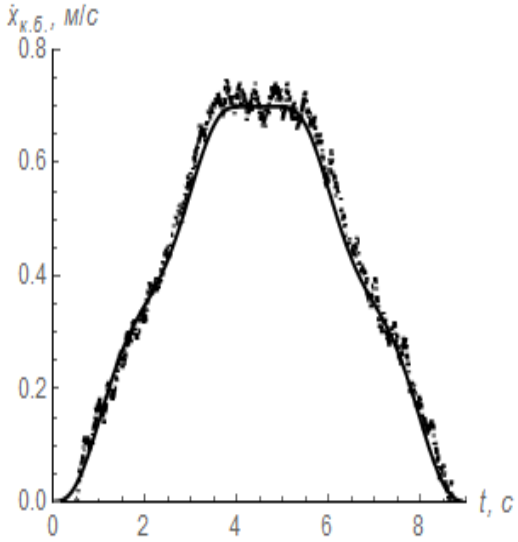


б

Рисунок. С.15. – Швидкість кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, час перехідного процесу 3 с : а) ліва; б) права

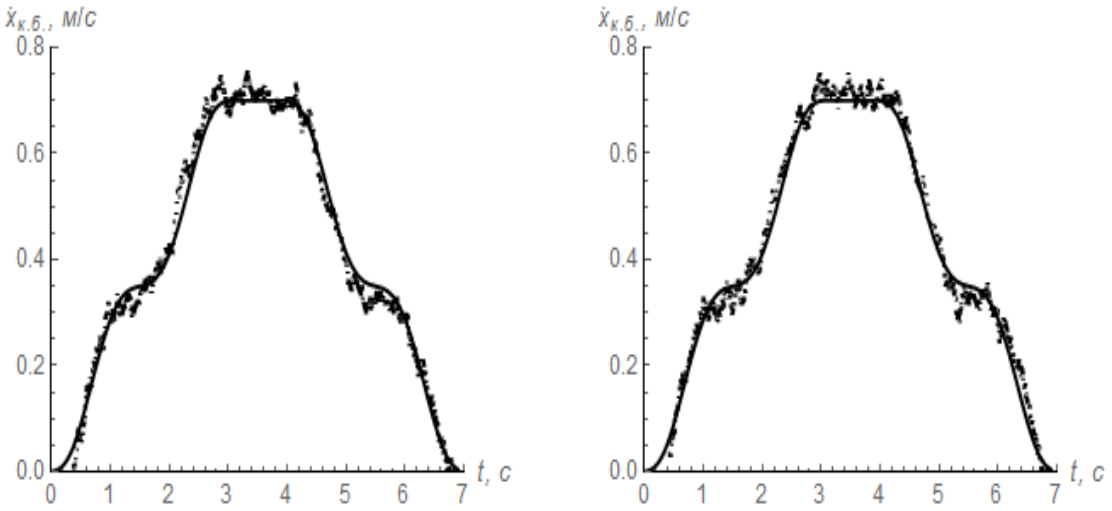


а



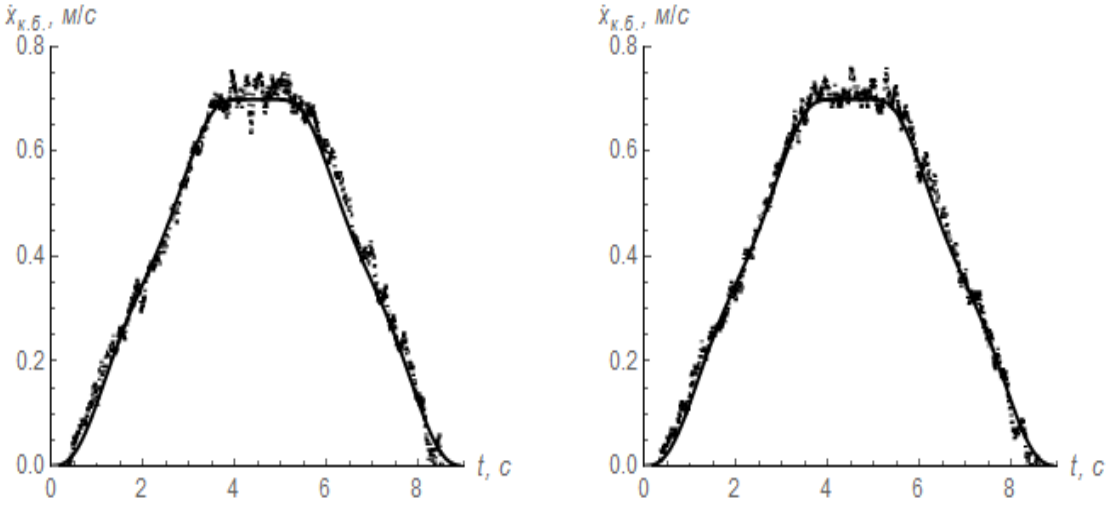
б

Рисунок. С.16. – Швидкість кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, час перехідного процесу 4 с : а) ліва; б) права



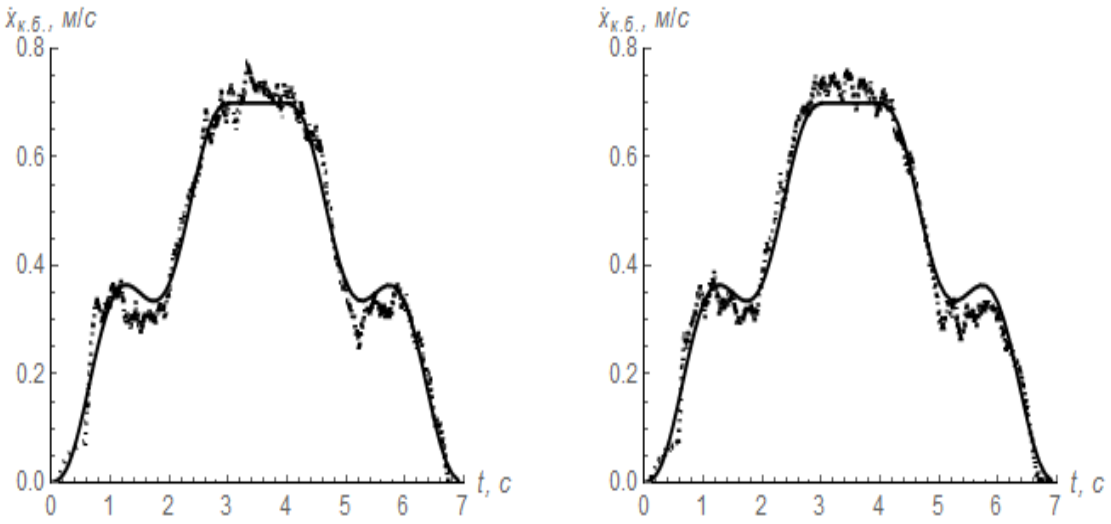
а б

Рисунок. С.17. – Швидкість кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м, час перехідного процесу 3 с : а) ліва; б) права



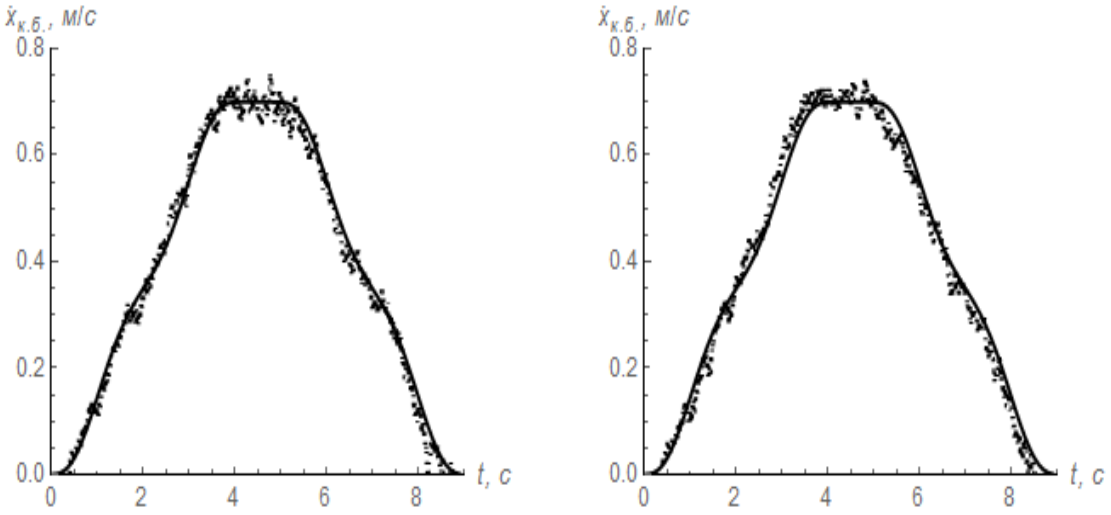
а б

Рисунок. С.18. – Швидкість кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м, час перехідного процесу 4 с : а) ліва; б) права



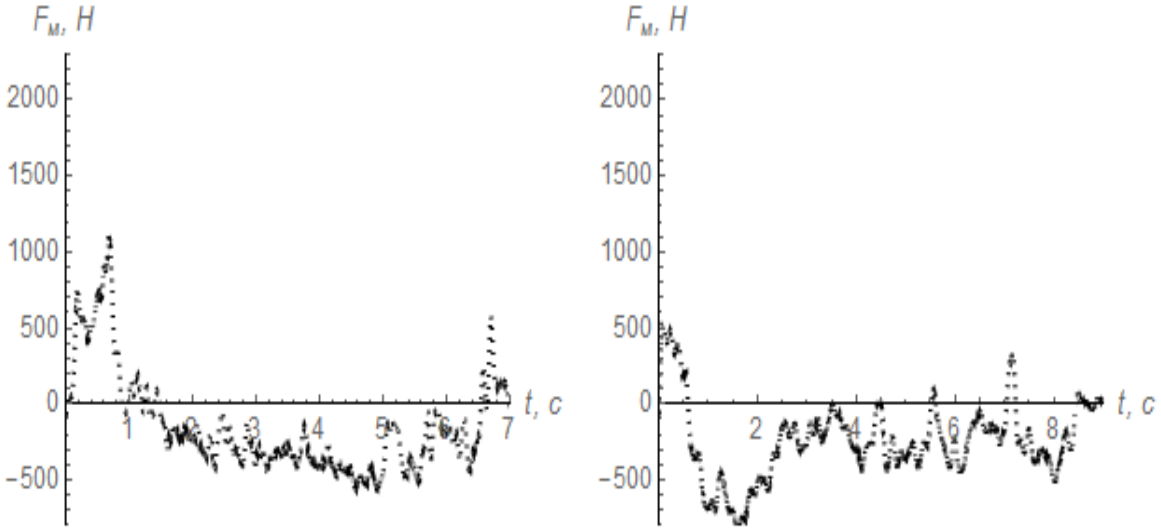
а б

Рисунок. С.19. – Швидкість кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, час перехідного процесу 3 с : а) ліва; б) права



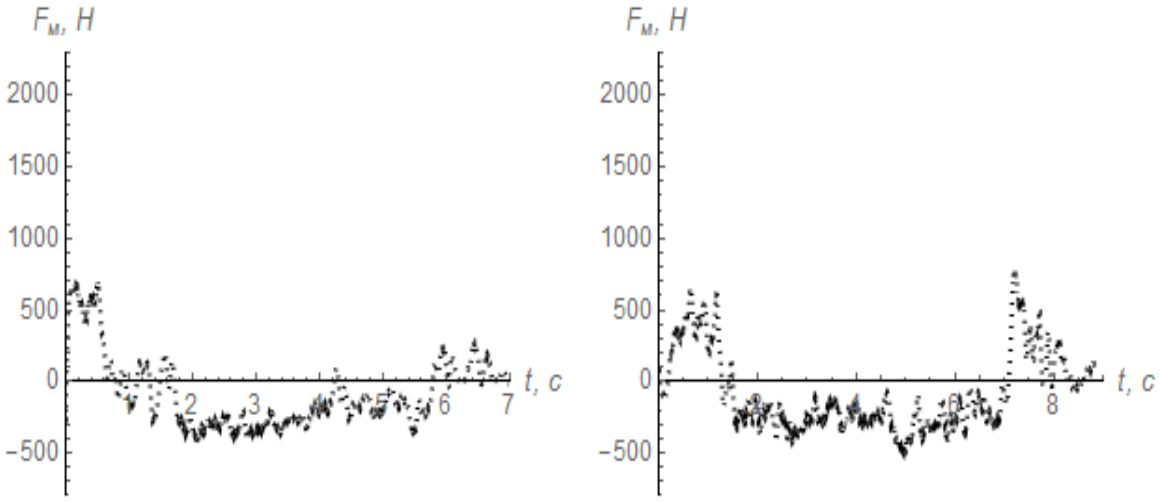
а б

Рисунок. С.20. – Швидкість кінцевих балок при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, час перехідного процесу 4 с : а) ліва; б) права



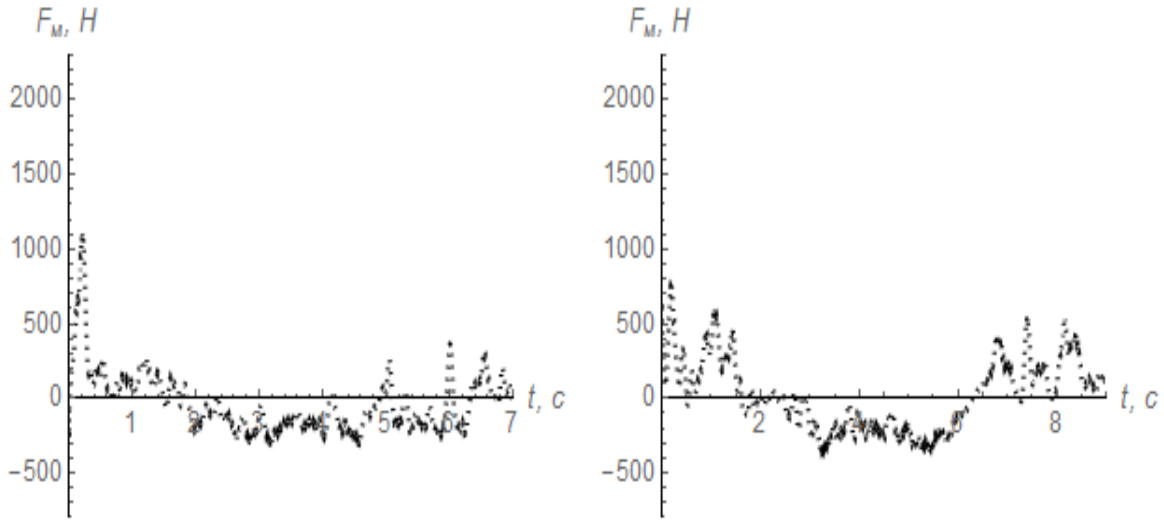
а б

Рисунок. С.21. – Зусилля в мостовій балці крана при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м, час перехідного процесу: а) 3 с; б) 4 с



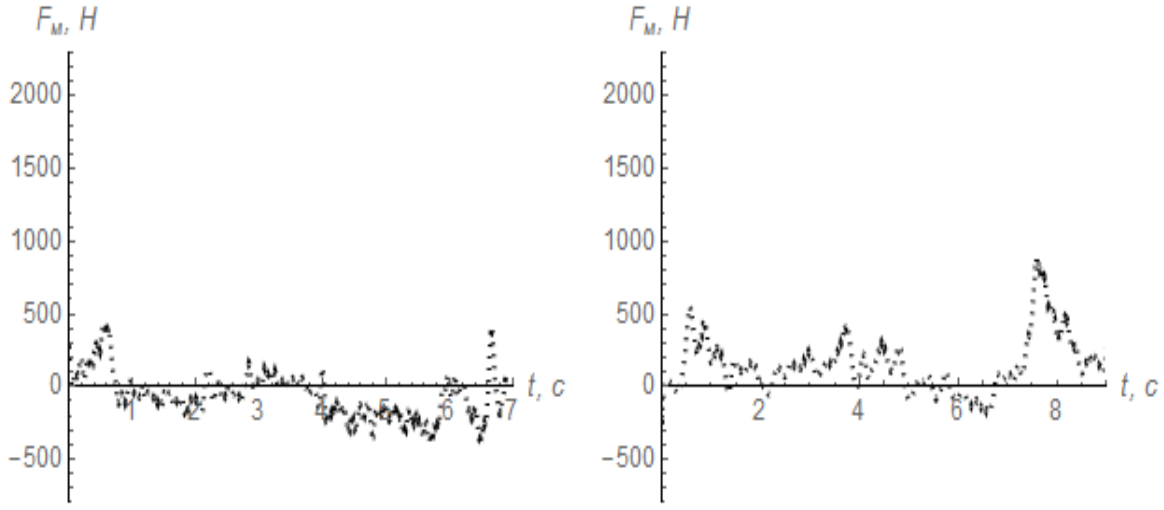
а б

Рисунок. С.22. – Зусилля в мостовій балці крана при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, час перехідного процесу: а) 3 с; б) 4 с



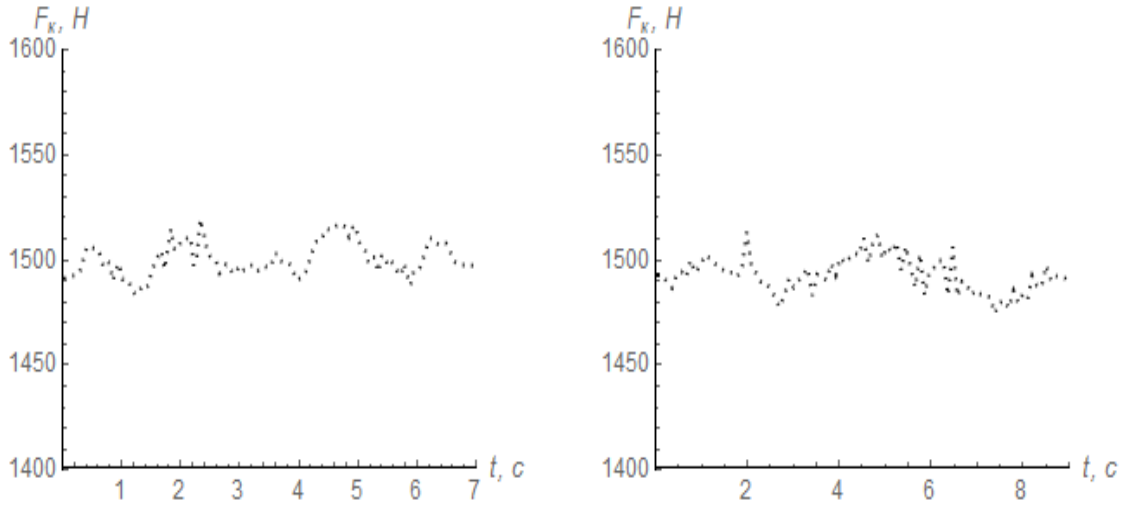
а б

Рисунок. С.23. – Зусилля в мостовій балці крана при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 2,5 м, час перехідного процесу : а) 3 с б) 4 с



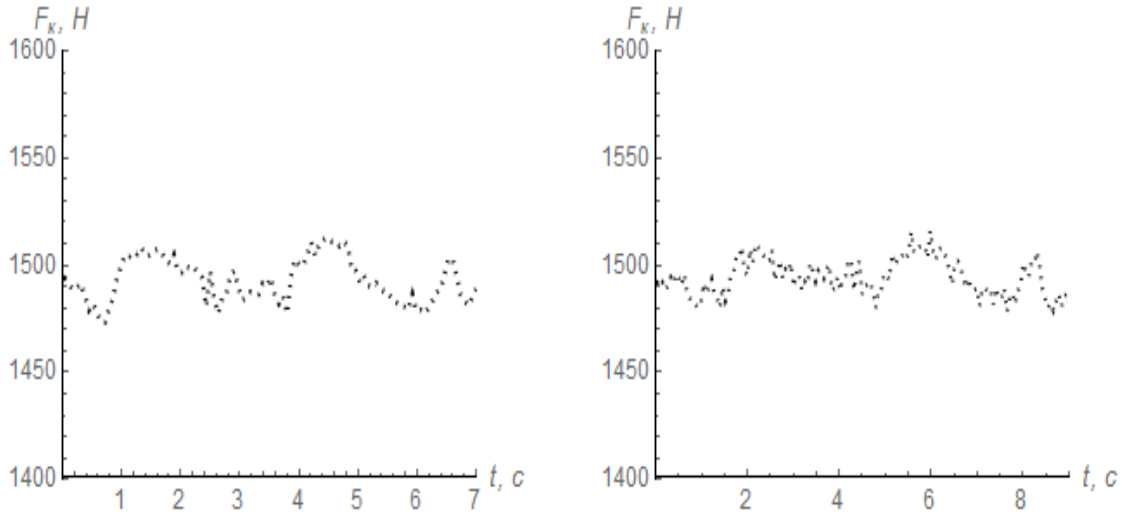
а б

Рисунок. С.24. – Зусилля в мостовій балці крана при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі довжиною 3,1 м, час перехідного процесу : а) 3 с б) 4 с



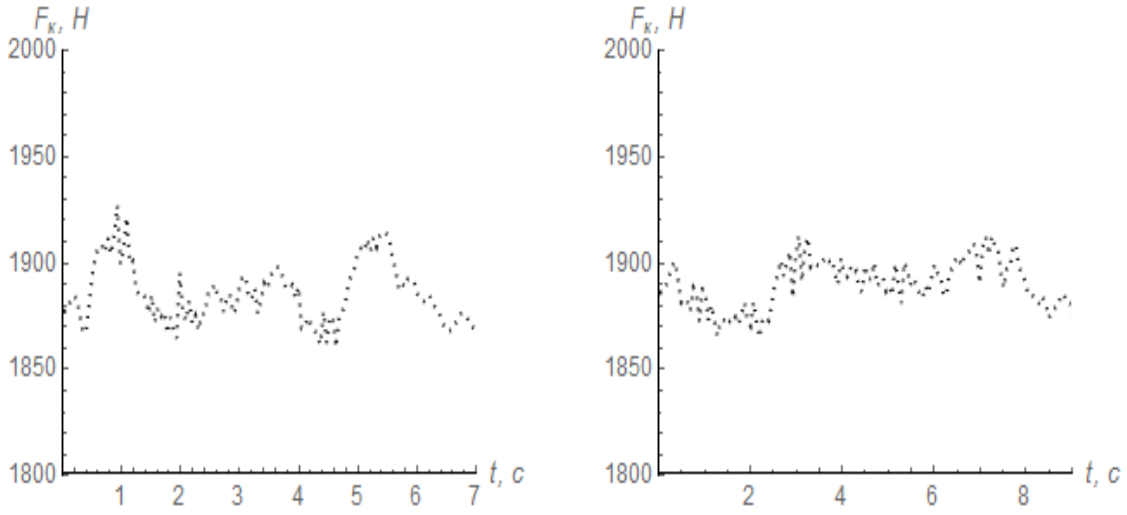
а б

Рисунок. С.25. – Зусилля в канаті при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, що закріплений на гнучкому підвісі 2,5 м, час перехідного процесу а) 3 с; б) 4с



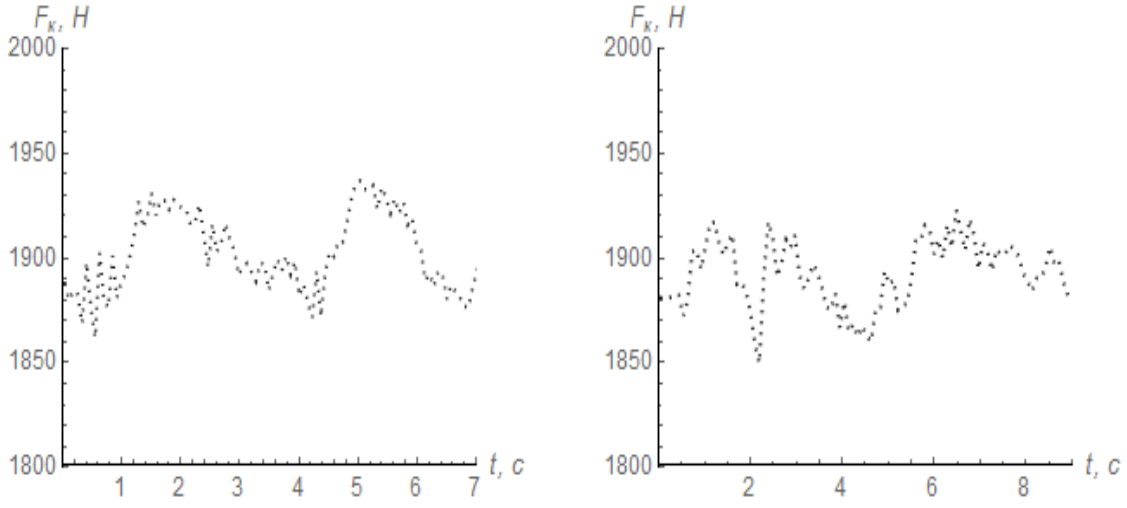
а б

Рисунок. С.26. – Зусилля в канаті при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 152 кг, що закріплений на гнучкому підвісі 3,1 м, час перехідного процесу а) 3 с; б) 4с



а б

Рисунок. С.27. –Зусилля в канаті при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі 2,5 м, час перехідного процесу а) 3 с; б) 4с



а б

Рисунок. С.28. – Зусилля в канаті при оптимальному керуванні під час переміщення вантажу масою 192 кг, що закріплений на гнучкому підвісі 3,1 м, час перехідного процесу а) 3 с; б) 4с

Додаток Т

Копії актів впровадження результатів роботи

Погоджено

Начальник науково-дослідної частини

А.М. Білоус

„ 5 ” 2013 р.

М.П.

Затверджую

Керівник товариства з обмеженою відповідальністю „Агро-Лен”

керівник організації, де впроваджена розробка

„ 25 ” січня 2013 р.

М.П.

АКТ

про впровадження результатів науково-дослідних, дослідно-конструкторських та технологічних робіт

Даним актом стверджується те, що результати роботи:

„Розробка мехатронних систем керування рухом кранового механізму з гнучким підвісом вантажу” (методичні рекомендації) за темою 110/312-пр „Розробка енергоощадних засобів та методів оптимізації режимів руху вантажопідйомних машин у сільськогосподарському виробництві”, номер держреєстрації 0109U000953

назва теми, № державної реєстрації

виконаної Національним університетом біоресурсів і природокористування України згідно з науково-дослідною тематикою кафедри конструювання машин Навчально-наукового технічного інституту

кафедра, факультет

2012-2013 р.р. — строки виконання

вартістю

без оголошення вартості — цифрами та прописом

впроваджені ТзОВ „Агро-Лен”

назва підприємства, де здійснювалось впровадження

1. Вид впроваджуваних робіт: *мехатронна система керування рухом механізму переміщення козлового крана*

технології, сорти, породи, лінії, гібриди, препарати, машини тощо

2. Масштаби впровадження:

на козловому крані КК-50/10 (група режиму роботи А4)

площа, поголів’я, кількість вузлів, комплектів машин тощо

3. Новизна результатів науково-дослідних робіт *підтверджена патентами України на винахід та корисну модель:*
1) 94512 Україна, МПК B66C 13/06 (2006.01) B66C 13/22 (2006.01) Пристрій для усунення коливань вантажу, закріпленого на гнучкому підвісі до кранового візка /Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. - № a200910722; заявл. 23.10.2009; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9;
2) 50540 Україна, МПК (2009) B66C 13/00. Пристрій для керування приводом механізму переміщення візка крана / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. - № u 200913854; заявл. 29.12.2009; опубл. 10.06.2010, Бюл. №11.

за результатами патентних досліджень або згідно з авторськими свідоцтвами, принципово нові, якісно нові, модифікації, модернізація старих розробок

4. Річний економічний ефект у грошовому виразі (із зазначенням цін якого року) *складає 15500 грн. (п'ятнадцять тисяч п'ятсот гривень) у цінах 2013 р.*

5. Соціальний і науково-технічний ефект: *значно зросла продуктивність крана та знизилось його енергоспоживання, збільшилась зручність керування краном*

охорона навколишнього середовища, надр, поліпшення умов праці, вдосконалення структури управління, спеціальні призначення та ін.

Від Національного університету біоресурсів і природокористування України	**Від підприємства**
Керівник розробки	Головний інженер
_____/д.т.н. Ловейкін В.С./	_____/ Сергеєв В.В.
„24” січня 2013 р.	„25” січня 2013 р.
Виконавці	Головний бухгалтер
_____/к.т.н. Ромасевич Ю.О./	_____
„24” січня 2013 р.	„25” січня 2013 р.
_____/Голдун В.А./	
„24” січня 2013 р.	

Погоджено

Начальник науково-дослідної частини

А.М. Білоус

„5" 2013 р.

М.П.

Затверджую

Директор ТзОВ „Горінь-Інвест"

керівник організації, де впроваджена розробка

Волонюк П.Н.

„22" січня 2013 р.

М.П.

АКТ

про впровадження результатів науково-дослідних, дослідно-конструкторських та технологічних робіт

Даним актом стверджується те, що результати роботи:

„Розробка мехатронних систем керування рухом кранового механізму з гнучким підвісом вантажу" (методичні рекомендації) за темою 110/312-пр „Розробка енергоощадних засобів та методів оптимізації режимів руху вантажопідйомних машин у сільськогосподарському виробництві", номер держреєстрації 0109U000953

назва теми, № державної реєстрації

виконаної Національним університетом біоресурсів і природокористування України згідно з науково-дослідною тематикою кафедри конструювання машин Навчально-наукового технічного інституту

кафедра, факультет

2012-2013 р.р. вартістю без оголошення вартості

строки виконання цифрами та прописом

впроваджені ТзОВ „Горінь-Інвест"

назва підприємства, де здійснювалось впровадження

1. Вид впроваджуваних робіт: *пристрій керування рухом кранового візка*

технології, сорти, породи, лінії, гібриди, препарати, машини тощо

2. Масштаби впровадження:

на одному козловому крані ККД-16 та двох козлових кранах ККД-5

площа, поголів'я, кількість вузлів, комплектів машин тощо

3. Новизна результатів науково-дослідних робіт *підтверджена патентами України на винахід та корисну модель:*
1) 94511 Україна, МПК B66C 13/06 (2006.01) B66C 13/22 (2006.01) Спосіб зменшення коливань вантажу, закріпленого на гнучкому підвісі / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. - № a200910721; заявл. 23.10.2009; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9;
2) 68241 Україна, МПК B66C 13/06 (2006.01). Спосіб керування режимами пуску та гальмування крана з траверсною підвіскою вантажу / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. - № u201108246; заявл. 01.07.2011; опубл. 26.03.2012, Бюл. №6

за результатами патентних досліджень або згідно з авторськими свідоцтвами, принципово нові, якісно нові, модифікації, модернізація старих розробок

4. Річний економічний ефект у грошовому виразі (із зазначенням цін якого року) *складає 7400 грн. (сім тисяч чотириста гривень) на два крана ККД-5 і 6700 грн. (шість тисяч сімсот гривень) на один кран ККД-16 у цінах 2013 р.*

5. Соціальний і науково-технічний ефект: *покращилась зручність керування операціями переміщення кранових візків, знизились коливання кранових металоконструкцій, зменшився нагрів приводних кранових електродвигунів*

охорона навколишнього середовища, надр, поліпшення умов праці, вдосконалення структури управління, спеціальні призначення та ін.

Від Національного університету біоресурсів і природокористування України	**Від підприємства**
Керівник розробки	Головний інженер
_____/д.т.н. Ловейкін В.С./	Абрамов С.В.
„15” січня 2013 р.	„22” січня 2013 р.
Виконавці	Головний бухгалтер
_____/к.т.н. Ромасевич Ю.О./	Тимошенко В.М.
„15” січня 2013 р.	„22” січня 2013 р.
_____/к.т.н. Човнюк Ю.В./	
„15” січня 2013 р.	
_____/Голдун В.А./	
„15” січня 2013 р.	

Погоджено

Начальник науково-дослідної частини

А.М. Білоус

„___" _____ 2013 р.

М.П.

Затверджую

Директор ТзОВ "Захід-Агро"

керівник організації, де впроваджена розробка

„28" 02 2013 р.

М.П.

АКТ

про впровадження результатів науково-дослідних, дослідно-конструкторських та технологічних робіт

Даним актом стверджується те, що результати роботи:

„Розробка мехатронних систем керування рухом кранового механізму з гнучким підвісом вантажу" (методичні рекомендації) за темою 110/312-пр „Розробка енергоощадних засобів та методів оптимізації режимів руху вантажопідйомних машин у сільськогосподарському виробництві", номер держреєстрації 0109U000953

назва теми, № державної реєстрації

виконаної Національним університетом біоресурсів і природокористування України згідно з науково-дослідною тематикою кафедри конструювання машин Навчально-наукового технічного інституту

кафедра, факультет

2012-2013 р.р. вартістю без оголошення вартості

строки виконання цифрами та прописом

впроваджені ТзОВ „Захід-Агро"

назва підприємства, де здійснювалось впровадження

1. Вид впроваджуваних робіт: *пристрій керування механізмом підйому вантажу козлового крана*

технології, сорти, породи, лінії, гібриди, препарати, машини тощо

2. Масштаби впровадження:

на двох козлових кранах КСК-32

площа, поголів'я, кількість вузлів, комплектів машин тощо

3. Новизна результатів науково-дослідних робіт *підтверджена патентом України на корисну модель:*

1) 31547 Україна, МПК (2006) B66C 13/22. Пристрій для керування електроприводом механізму підйому прогінного крана / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Ромасевич Ю.О.; заявник та власник Національний аграрний університет. - № и 2007 14347; заявл. 19.12.2007; опубл. 10.04.2008, Бюл. №7

за результатами патентних досліджень або згідно з авторськими свідоцтвами, принципово нові, якісно нові, модифікації, модернізація старих розробок

4. Річний економічний ефект у грошовому виразі (із зазначенням цін якого року) *складає 7680 грн. (сім тисяч шістсот вісімдесят гривень) на один кран у цінах 2013 р.*

5. Соціальний і науково-технічний ефект: *покращилась плавність посадки вантажу, знизились його пошкодження, зменшились напруженість роботи кранівника*

охорона навколишнього середовища, надр, поліпшення умов праці, вдосконалення структури управління, спеціальні призначення та ін.

Від Національного університету біоресурсів і природокористування України

Керівник розробки

_____/д.т.н. Ловейкін В.С./

„28” січня 2013 р.

Виконавці

_____/к.т.н. Ромасевич Ю.О./

„28” січня 2013 р.

_____/к.т.н. Човнюк Ю.В./

„28” січня 2013 р.

_____/Голдун В.А./

„28” січня 2013 р.

Від підприємства

_____

„28” січня 2013 р.

Головний бухгалтер

_____

„28” січня 2013 р.

Погоджено

Проректор з наукової, інноваційної та міжнародної діяльності

М.Д. Мельничук

„_____" _____ 2013 р.

М.П.

Затверджую

Директор ТОВ „Червона волока"

А.М. Василькевич

керівник організації, де впроваджена розробка

„12" вересня 2013 р.

М.П.

АКТ

про впровадження результатів науково-дослідних, дослідно-конструкторських та технологічних робіт

Даним актом стверджується те, що результати роботи:

за темою 110/312-пр „Розробка енергоощадних засобів та методів оптимізації режимів руху вантажопідйомних машин у сільськогосподарському виробництві", номер держреєстрації 0109U000953

назва теми, № державної реєстрації

виконаної Національним університетом біоресурсів і природокористування України згідно з науково-дослідною тематикою кафедри конструювання машин Навчально-наукового технічного інституту

кафедра, факультет

2009-2011 р.р.

строки виконання

впроваджені ТОВ „Червона волока"

назва підприємства, де здійснювалось впровадження

1. Вид впроваджуваних робіт: *пристрій для керування рухом механізмами мостового крана*

технології, сорти, породи, лінії, гібриди, препарати, машини тощо

2. Масштаби впровадження:

на мостових кранах КМОО-1-5 та КМ 10

площа, поголів'я, кількість вузлів, комплектів машин тощо

3. Новизна результатів науково-дослідних робіт *підтверджена патентом України на винахід:*

94512 Україна, МПК B66C 13/06 (2006.01) B66C 13/22 (2006.01) Пристрій для усунення коливань вантажу, закріпленого на гнучкому підвісі до кранового

візка/Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. - № а200910722; заявл. 23.10.2009; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9;

за результатами патентних досліджень або згідно з авторськими свідоцтвами, принципово нові, якісно нові, модифікації, модернізація старих розробок

4. Річний економічний ефект у грошовому виразі (із зазначенням цін якого року) *складає 5250 грн. (п'ять тисяч двісті п'ятдесят гривень) на один кран у цінах 2013 р.*

5. Соціальний і науково-технічний ефект: *покращились умови роботи персоналу; знизились навантаження на підвіску транспортних засобів, на які виконується опускання вантажу; знизились енерговтрати при роботі механізму підйому вантажу*

охорона навколишнього середовища, надр, поліпшення умов праці, вдосконалення структури управління, спеціальні призначення та ін.

Від Національного університету біоресурсів і природокористування України

Начальник НДЧ
_____/к.с.-г.н. Білоус А.М./
„14" _____2013 р.

Директор НДІ техніки і технологій
_____/д.т.н. Голуб Г.А./
„10" _____2013 р.

Керівник розробки
_____/д.т.н. Ловейкін В.С./
„12" _____2013 р.

Виконавці
_____/к.т.н. Ромасевич Ю.О./
„12" _____2013 р.

_____/ Голдун В.А./
„12" _____2013 р.

Від підприємства

Головний інженер
_____
„12" _____2013 р.

Головний бухгалтер
_____
„12" _____2013 р.

Погоджено
Проректор з наукової, інноваційної та міжнародної діяльності
М.Д. Мельничук

„____" _____ 2013 р.
М.П.

Затверджую
Директор
ТОВ „Червона волока"
А.М. Василькевич
керівник організації, де впроваджена розробка

„12" вересня 2013 р.
М.П.

АКТ

про впровадження результатів науково-дослідних, дослідно-конструкторських та технологічних робіт

Даним актом стверджується те, що результати роботи:
за темою 110/312-пр „Розробка енергоощадних засобів та методів оптимізації режимів руху вантажопідйомних машин у сільськогосподарському виробництві", номер держреєстрації 0109U000953
назва теми, № державної реєстрації

виконаної Національним університетом біоресурсів і природокористування України згідно з науково-дослідною тематикою кафедри конструювання машин Навчально-наукового технічного інституту
кафедра, факультет

впроваджені ТОВ „Червона волока"
назва підприємства, де здійснювалось впровадження

1. Вид впроваджуваних робіт: *пристрій для керування рухом механізмами мостового крана*
технології, сорти, породи, лінії, гібриди, препарати, машини тощо

2. Масштаби впровадження:
на мостових кранах КМОО-1-5 та КМ 10
площа, поголів'я, кількість вузлів, комплектів машин тощо

3. Новизна результатів науково-дослідних робіт *підтверджена патентом України на винахід:*
94512 Україна, МПК B66C 13/06 (2006.01) B66C 13/22 (2006.01) Пристрій для усунення коливань вантажу, закріпленого на гнучкому підвісі до кранового

візка/Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. - № а200910722; заявл. 23.10.2009; опубл. 10.05.2011, Бюл. №9;

за результатами патентних досліджень або згідно з авторськими свідоцтвами, принципово нові, якісно нові, модифікації, модернізація старих розробок

4. Річний економічний ефект у грошовому виразі (із зазначенням цін якого року) *складає 5250 грн. (п'ять тисяч двісті п'ятдесят гривень) на один кран у цінах 2013 р.*

5. Соціальний і науково-технічний ефект: *покращились умови роботи персоналу; знизились навантаження на підвіску транспортних засобів, на які виконується опускання вантажу; знизились енерговтрати при роботі механізму підйому вантажу*

охорона навколишнього середовища, надр, поліпшення умов праці, вдосконалення структури управління, спеціальні призначення та ін.

Від Національного університету біоресурсів і природокористування України

Начальник НДЧ
_____/к.с.-г.н. Білоус А.М./
„14" 11 2013 р.

Директор НДІ техніки і технологій
_____/д.т.н. Голуб Г.А./
„30" жовтня 2013 р.

Керівник розробки
_____/д.т.н. Ловейкін В.С./
„12" вересня 2013 р.

Виконавці
_____/к.т.н. Ромасевич Ю.О./
„12" вересня 2013 р.

_____/ Голдун В.А./
„12" вересня 2013 р.

Від підприємства

Головний інженер
_____ П. Ф. Васильківський
„12" вересня 2013 р.

Головний бухгалтер
_____ А.П. Шадура
„12" вересня 2013 р.

Погоджено

Проректор з наукової, інноваційної та міжнародної діяльності

М.Д. Мельничук

„1" 08 2014 р.

М.П.

Затверджую

Директор ТОВ „Нива"

Пелех В.П.

керівник організації, де впроваджена розробка

„5" листого 2014 р.

М.П.

АКТ

про впровадження результатів науково-дослідних, дослідно-конструкторських та технологічних робіт

Даним актом стверджується те, що результати роботи:

за темою „Оптимізація режимів руху механізмів підйомно-транспортних машин, що використовуються при механізації виробничих процесів у тваринництві і рослинництві", номер держреєстрації 0105U007502

назва теми, № державної реєстрації

виконаної Національним університетом біоресурсів і природокористування України згідно з науково-дослідною тематикою кафедри конструювання машин Навчально-наукового технічного інституту

кафедра, факультет

впроваджені ТОВ „Нива"

назва підприємства, де здійснювалось впровадження

1. Вид впроваджуваних робіт: *пристрій для керування механізмом підйому вантажу мостового крана*

технології, сорти, породи, лінії, гібриди, препарати, машини тощо

2. Масштаби впровадження:

на трьох мостових кранах КМ-5

площа, поголів'я, кількість вузлів, комплектів машин тощо

3. Новизна результатів науково-дослідних робіт *підтверджена патентами України та корисні моделі:*

1) 85763 Україна, МПК B66C 13/22 (2006.01) Спосіб керування електродвигуном механізму підйому вантажу мостового крана / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Голдун В.А.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і

природокористування України. - № u201308105; заявл. 26.06.2013; опубл. 25.11.2013, Бюл. №22;
2) 85764 Україна, МПК B66C 13/22 (2006.01) Пристрій для керування механізмом підйому вантажу прольотного крана / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Голдун В.А.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. - № u201308106; заявл. 26.06.2013; опубл. 25.11.2013, Бюл. №22

за результатами патентних досліджень або згідно з авторськими свідоцтвами, принципово нові, якісно нові, модифікації, модернізація старих розробок

4. Річний економічний ефект у грошовому виразі (із зазначенням цін якого року) *складає 4477 грн. (чотири тисячі чотириста сімдесят сім гривень) на один кран у цінах 2014 р.*

5. Соціальний і науково-технічний ефект: *знизились навантаження у крановому мості; покращились умови роботи персоналу, який виконує навантажувально-розвантажувальні роботи; знизились енерговтрати при роботі механізму підйому вантажу*

охорона навколишнього середовища, надр, поліпшення умов праці, вдосконалення структури управління, спеціальні призначення та ін.

Від Національного університету біоресурсів і природокористування України

Начальник НДЧ
_____ /к.с.-г.н. Білоус А.М./
„18” березня 2014 р.

Директор НДІ техніки і технологій
_____ /д.т.н. Голуб Г.А./
„____” _____ 20__ р.

Керівник розробки
_____ /д.т.н. Ловейкін В.С./
„5” листопада 2014 р.

Виконавці
_____ /к.т.н. Ромасевич Ю.О./
„5” листопада 2014 р.
_____ / Голдун В. А./
„5” листопада 2014 р.

Від підприємства

Головний інженер
_____ / Степаненко М.В.
„5” листопада 2014 р.

Головний бухгалтер
_____ / Гаврилюк С.С.
„5” листопада 2014 р.

Погоджено

Проректор з наукової, інноваційної та міжнародної діяльності

М.Д. Мельничук

„_____" 20__ р.

М.П.

Затверджую

Директор ПП „Велідницьке"

Л.В. Журавський

керівник організації, де впроваджена розробка

„30" 01 20 14 р.

М.П.

АКТ

про впровадження результатів науково-дослідних, дослідно-конструкторських та технологічних робіт

Даним актом стверджується те, що результати роботи:

за темою „Оптимізація режимів руху механізмів підйомно-транспортних машин, що використовуються при механізації виробничих процесів у тваринництві і рослинництві", номер держреєстрації 0105U007502

назва теми, № державної реєстрації

виконаної Національним університетом біоресурсів і природокористування України згідно з науково-дослідною тематикою кафедри конструювання машин Навчально-наукового технічного інституту

кафедра, факультет

впроваджені ПП „Велідницьке"

назва підприємства, де здійснювалось впровадження

1. Вид впроваджуваних робіт: *пристрій для керування механізмом підйому вантажу мостового крана*

технології, сорти, породи, лінії, гібриди, препарати, машини тощо

2. Масштаби впровадження:

на мостовому крані КМ-12,5

площа, поголів'я, кількість вузлів, комплектів машин тощо

3. Новизна результатів науково-дослідних робіт *підтверджена патентами України та корисну модель: 85763 Україна, МПК B66C 13/22 (2006.01) Спосіб керування електродвигуном механізму підйому вантажу мостового крана / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Голдун В.А.; заявник та власник Національний*

університет біоресурсів і природокористування України. - № u201308105; заявл. 26.06.2013; опубл. 25.11.2013, Бюл. №22;

за результатами патентних досліджень або згідно з авторськими свідоцтвами, принципово нові, якісно нові, модифікації, модернізація старих розробок

4. Річний економічний ефект у грошовому виразі (із зазначенням цін якого року) *складає 8564 грн. (вісім тисяч п'ятсот шістдесят чотири гривні) у цінах 2014 р.*

5. Соціальний і науково-технічний ефект: *знизились навантаження у крановому мості; покращились умови роботи персоналу, який виконує навантажувально-розвантажувальні роботи; знизились енерговтрати при роботі механізму підйому вантажу*

охорона навколишнього середовища, надр, поліпшення умов праці, вдосконалення структури управління, спеціальні призначення та ін.

Від Національного університету біоресурсів і природокористування України

Начальник НДЧ
_____/к.с.-г.н. Білоус А.М./
„18" 03 2014 р.

Директор НДІ техніки і технологій
_____/д.т.н. Голуб Г.А./
„___" _____ 20__ р.

Керівник розробки
_____/д.т.н. Ловейкін В.С./
„30" 01 2014 р.

Виконавці
_____/к.т.н. Ромасевич Ю.О./
„30" 01 2014 р.

_____/ Голдун В. А./
„30" 01 2014р.

_____/ Крушельницький В.В./
„30" 01 2014 р.

Від підприємства

Головний інженер
_____/ Батий В.Д.
„30" 01 2014 р.

Головний бухгалтер
_____/ Рудницька О.О.
„30" 01 2014 р.

Погоджено
Перший проректор Національного університету біоресурсів і природокористування України, академік НААН

Г. І. Ібатуллін
«12» 2017 р.

Затверджую
Директор ТзОВ „П'ятидні"

В. Г. Діброва
«» 2017 р.
М.П.

А К Т
про впровадження/використання результатів кандидатської дисертаційної роботи

Даним актом стверджується, що результати дисертаційної роботи на тему «Оптимізація режимів руху механізму підйому вантажу при навантажувально-розвантажувальних операціях на транспортних засобах»
що представлена на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
за спеціальністю 05.05.05 – піднімально-транспортні машини
виконаної Голдуном Василем Анатолійовичем
впроваджені у товаристві з обмеженою відповідальністю „П'ятидні".

1. Вид впроваджуваних результатів:	Системи керування механізмами підйому козлових (ККТ-5, ККС-10) та мостових (КМОО-1-5, КМ-5, КМ-10, КМ-12,5) кранів.

2. Новизна результатів: підтверджена патентами України на корисні моделі:
1) 85763 Україна, МПК B66C 13/22 (2006.01) Спосіб керування електродвигуном механізму підйому вантажу мостового крана / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Голдун В.А.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. - № u201308105; заявл. 26.06.2013; опубл. 25.11.2013, Бюл. №22;
2) 85764 Україна, МПК B66C 13/22 (2006.01) Пристрій для керування механізмом підйому вантажу прольотного крана / Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Голдун В.А.; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. - № u201308106; заявл. 26.06.2013; опубл. 25.11.2013, Бюл. №22.

3. Практичне впровадження/використання результатів:
знизились енерговитрати на виконання процесу перевантаження, за рахунок зниження пошкодження насіння при перевантаженні збільшилась його схожість, підвищилась довговічність кранів.

4. Значущість отриманих результатів: підвищення енергоефективності вантажопідйомних машин під час їх експлуатації, поліпшення умов праці кранових операторів, зменшення пошкодженості сільськогосподарських вантажів під час їх перевантаження, збільшення довговічності кранових металоконструкцій.

5. Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами
дисертаційна робота виконувалась згідно завдань науково-дослідної роботи "Розробка концепції динамічної оптимізації транспортуючих машин" (номер держреєстрації № 0115U003351) та ініціативної теми: "Оптимізація режимів руху механізмів ПТМ, що використовуються при механізації виробничих процесів у тваринництві і рослинництві" (номер держреєстрації №0105U007502) виконаних в Національному університеті біоресурсів і природокористування України на кафедрі конструювання машин і обладнання.

Від Національного
університету біоресурсів і
природокористування України

Від ТзОВ "П'ятидні"

Начальник науково-дослідної
частини
В. В. Отченашко
«11» жовтня 2017 р.

Директор НДІ техніки, енергетики
та інформатизації АПК
В. Д. Войтюк
«05» 10 2017 р.

Керівник здобувача
В.С. Ловейкін
«05» 10 2017 р.

Здобувач
В. А. Голдун
«04» 10 2017 р.

Погоджено	**Затверджую**
Перший проректор	Голова правління
	Керівник організації, де впроваджена розробка
І.І. Ібатуллін	В. В. Скоробогатов
«23» 12 2016 р.	«20» 2016 р.
М.П.	М.П.

АКТ

про впровадження результатів науково-дослідних, дослідно-конструкторських та технологічних робіт

Даним актом стверджується те, що результати роботи:

за темою 110/493-пр „Розробка концепції динамічної оптимізації транспортуючих машин", номер держреєстрації 0115U003351

назва теми, № державної реєстрації

виконаної Національним університетом біоресурсів і природокористування України згідно з науково-дослідною тематикою кафедри конструювання машин і обладнання факультету конструювання та дизайну

кафедра, факультет

впроваджені ПАТ «Кам'янець-Подільськсільмаш»

назва підприємства, де здійснювалось впровадження

1. Вид впроваджуваних робіт: *система керування краном мостового типу*

технології, сорти, породи, лінії, гібриди, препарати, машини тощо

2. Масштаби впровадження:

на крані мостового типу вантажопідйомність 10 тон

площа, поголів'я, кількість вузлів, комплектів машин тощо

3. Новизна результатів науково-дослідних робіт *підтверджена патентом України на корисну модель: 111103 Україна, МПК B66C 13/18 (2006.01) Спосіб керування механізмом переміщення прольотного крана / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич, В.В. Крушельницький; заявник та власник Національний університет біоресурсів і природокористування України. - № и 2016 06571; заявл. 15.06.2016; опубл. 25.10.2016, Бюл. №20.*

за результатами патентних досліджень або згідно з авторськими свідоцтвами, принципово нові, якісно нові, модифікації, модернізація старих розробок

4. Річний економічний ефект у грошовому виразі (із зазначенням цін якого року) *складає 16441 грн. (шістнадцять тисяч чотириста сорок одну гривню) на один кран мостового типу у цінах 2016 р.*

5. Соціальний і науково-технічний ефект: *покращилась енергетична ефективність виконання операцій транспортування вантажів, зменшились динамічні навантаження у елементах металоконструкції крана*

охорона навколишнього середовища, надр, поліпшення умов праці, вдосконалення структури управління, спеціальні призначення та ін.

Від Національного університету біоресурсів і природокористування України

Начальник НДЧ

_____/д.с.-г.н. Отченашко В.В./

«22» грудня 2016 р.

Директор НДІ техніки, енергетики та інформатизації АПК

_____/д.т.н. Войтюк В.Д./

«21» 12 2016 р.

Керівник розробки

_____/д.т.н. Ловейкін В.С./

«20» грудня 2016 р.

Виконавці

_____/д.т.н. Ромасевич Ю.О./

«20» грудня 2016 р.

_____/м.в.н. Крушельницький В.В./

«20» грудня 2016 р.

Від підприємства

Головний інженер

Сапонінік М.О. _____

«20» грудня 2016 р.

Головний бухгалтер

_____

«20» грудня 2016 р.

ЗМІСТ

ВСТУП…….. 3

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ДИНАМІЧНИХ РОЗРАХУНКІВ ТА ЗАДАЧ КЕРУВАННЯ РУХОМ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ МОСТОВОГО КРАНА …….. 5

1.1. Особливості конструкції та режимів роботи механізму підйому вантажу кранів прольотного типу…… 5

1.2. Дослідження динаміки механізму підйому вантажу…… 8

1.2.1. Аналіз робіт, які присвячені динамічним розрахункам механізму підйому вантажу……... 8

1.2.2. Наближені методи розрахунку динамічних навантажень при підйомі/опусканні вантажу……. 14

1.3. Огляд патентної інформації, яка пов’язана з механізмом підйому вантажу мостових та козлових кранів…….. 20

1.4. Зниження динамічних навантажень у елементах механізму підйому вантажу…….. 23

1.5. Аналіз задач оптимального керування рухом механізма підйому вантажу…… 26

Висновки до першого розділу……..... 30

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ДОСЛІДЖНЬ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ МОСТОВИХ КРАНІВ ПРИ ЇХ ПЕРЕМІЩЕННІ…… 31

2.1. Експлуатаційні режими роботи та конструктивні особливості металоконструкцій кранів мостового типу…… 31

2.2. Дефекти металоконструкцій, що виникають під час експлуатації кранів мостового типу…….. 39

2.3. Огляд досліджень динаміки переміщення вантажу краном мостового типу…….. 42

2.4. Заходи направлені на покращення динамічних параметрів під час переміщення вантажів краном мостового типу…… 49

Висновки до другого розділу……. 57

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ СИСТЕМИ „МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ – ВАНТАЖ – ТРАНСПОРТНИЙ ЗАСІБ”…….. 58

3.1. Динамічна модель системи…… 58

3.2. Синтез математичної моделі системи „механізм підйому вантажу – вантаж – транспортний засіб”…… 61

3.3. Аналіз динаміки опускання вантажу на транспортний засіб……. 66

3.4. Аналіз динаміки підйому вантажу з транспортного засобу…….. 75

Висновки до третього розділу…… 79

РОЗДІЛ 4. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ РУХУ МОСТОВОГО КРАНА ПІД ЧАС ПЕРЕМІЩЕННЯ ВАНТАЖУ…….. 80

4.1. Дослідження двомасової динамічної моделі крана мостового типу……. 80

4.2. Дослідження тримасової динамічної моделі мостового крана…. 88

4.3. Дослідження динаміки руху чотиримасової динамічної моделі крана мостового типу…… 94

4.4. Аналіз теоретичних досліджень динаміки переміщення крана мостового типу…….. 100

Висновки до четвертого розділу…… 102

РОЗДІЛ 5. ОПТИМІЗАЦІЯ ПЕРЕХІДНИХ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ…… 103

5.1. Обґрунтування методу та критерію оптимізації……. 103

5.2. Постановка оптимізаційної задачі…… 106

5.3. Аналіз поставленої варіаційної задачі та її розв’язування……. 111

5.4. Дослідження оптимальних режимів руху механізму підйому вантажу…… 114

5.4.1. Обґрунтування оціночних показників……. 114

5.4.2. Підйом вантажу……. 116

5.4.3. Опускання вантажу…… 119

5.5. Оптимальний вибір слабини канату……. 121

5.5.1. Постановка та розв’язок задачі…… 121
5.5.2. Аналіз знайденого розв’язку…… 126
Висновки до п’ятого розділу…….. 130

РОЗДІЛ 6. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ КРАНА З ВАНТАЖЕМ… 131
6.1. Постановка оптимізаційних задач та визначення крайових умов руху, при яких динамічні навантаження на металоконструкцію зводяться до мінімуму…… 131
6.2. Розв’язок оптимізаційних задач для тримасової динамічної моделі крана мостового типу……. 146
6.2.1. Оптимізація перехідного процесу пуску за критерієм середньоквадратичного значення функції інтенсивності зміни зусилля, що діє в мостовій балці крана…….. 146
6.2.2. Оптимізація перехідного процесу пуску крана за критерієм середньоквадратичного значення функції рушійного зусилля…… 155
6.3. Розв’язок оптимізаційної задачі для чотиримасової динамічної моделі крана за комплексним критерієм…….. 162
6.4. Аналіз результатів розв’язку оптимізаційних задач…… 174
Висновки до шостого розділу…….. 184

РОЗДІЛ 7. ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ……... 186
7.1. Програма експериментальних досліджень…… 186
7.2. Опис об’єкту експериментальних досліджень…….. 187
7.2. Фізичне моделювання навантажувально-розвантажувальних операцій на транспортних засобах…… 190
7.4. Вимірювально-реєструюче обладнання…… 196
7.4.1. Датчики…… 196
7.4.2. Аналого-цифровий перетворювач…… 200
7.5. Реалізація частотного керування електродвигуном механізму підйому вантажу……. 202
7.5.1. Апаратна частина…… 202

7.5.2. Програмне забезпечення…… 205

7.6. Планування та методика проведення експериментальних досліджень……... 208

7.7. Методика обробки експериментальних даних……. 210

Висновки до сьомого розділу…….. 213

РОЗДІЛ 8. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕМІЩЕННЯ МОСТОВОГО КРАНА …… 214

8.1. Програма експериментальних досліджень…… 214

8.2. Характеристика об’єкту експериментальних досліджень……... 214

8.3. Вибір вимірювально-реєструючого обладнання…….. 215

8.4. Тарування тензометричного моста на мостовій балці крана…….. 226

8.5. Вибір обладнання для реалізації оптимальних законів руху та розробка програмного забезпечення для його керування……. 229

8.6. Розробка блоку зворотного зв’язку для визначення параметрів крана, які варіюються під час експлуатації…….. 232

8.7. Планування експериментальних досліджень…… 237

Висновки до восьмого розділу…… 239

РОЗДІЛ 9. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ….. 240

9.1. Результати проведення першої серії експериментів…… 240

9.2. Аналіз експериментальних даних для режиму вибору слабини каната…….. 246

9.3. Аналіз експериментальних даних для оптимального режиму підйому вантажу……. 249

9.4. Аналіз експериментальних даних для оптимального режиму опускання вантажу……. 256

Висновки до дев’ятого розділу…… 261

РОЗДІЛ 10. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ ЩОДО ВПРОВАДЖЕННЯ…… 263

10.1. Результати експериментальних досліджень динаміки переміщення мостового крана при ручному керуванні…….. 263

10.2. Результати експериментальних досліджень динаміки переміщення мостового крана при оптимальному керуванні…… 268

10.3. Порівняння ручного та оптимального режимів керування мостовим краном…… 274

10.4. Рекомендації щодо реалізації оптимальних законів руху……. 279

10.5. Розрахунок економічної ефективності від впровадження системи оптимального керування мостовим краном……. 282

Висновки до десятого розділу……. 286

РОЗДІЛ 11. РОЗРОБКА АЛГОРИТМУ РОБОТИ МЕХАТРОННОЇ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ МЕХАНІЗМОМ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ КРАНА ПРОЛЬОТНОГО ТИПУ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ЇЇ ЗАСТОСУВАННЯ…… 287

11.1. Розробка алгоритму роботи системи керування механізму підйому вантажу……. 287

11.2. Розрахунок економічної ефективності від реалізації оптимального керування рухом механізма підйому вантажу…… 294

11.2.1. Розрахунок економічної ефективності за рахунок підвищення енергоефективності роботи механізму підйому вантажу……... 295

11.2.2. Розрахунок економічної ефективності від підвищення довговічності кранового моста…….. 297

Висновки до одинадцятого розділу…… 303

ВИСНОВКИ……... 304

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ……. 310

ДОДАТКИ…….. 339