

В.С. Ловеїкін, Д.А. Паламарчук

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА



Національний університет біоресурсів і природокористування України

Київський національний університет будівництва і архітектури

В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук

**ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ
ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТІЛОВОЇ
СИСТЕМИ КРАНА**

Монографія

Київ – 2015

УДК 621.875

ББК 39.9

Л 68

Рецензенти:

Ю.Д. Абрашкевич, професор кафедри будівельних машин Київського національного університету будівництва і архітектури, дійсний член Академії будівництва України, доктор технічних наук, професор

В.П. Ковбаса, професор кафедри тракторів і автомобілів Національного університету біоресурсів і природокористування України, відмінник освіти України, доктор технічних наук, професор

М.П. Кузьмінець, завідувач кафедри комп'ютерної, інженерної графіки та дизайну Національного транспортного університету, член-кореспондент Академії будівництва України, доктор технічних наук, професор

Друкується за рішенням Вченої ради Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол №11 від 24 червня 2015 року) та Вченої ради Київського національного університету будівництва і архітектури (протокол №34 від 29 травня 2015 року).

Наведено методику зменшення коливань вантажу закріпленого на гнучкому підвісі при зміні його вильоту за допомогою врівноваженої шарнірно-зчленованої стрілової системи крана. Для такої конструкції шарнірно-зчленованої стрілової системи крана: удосконалено математичну модель динаміки руху та визначено оптимальні закони руху, при яких коливання вантажу усуваються протягом усього циклу руху стрілової системи.

Монографія призначена для дослідників та конструкторів вантажопідіймальних машин, а також аспірантів, магістрів та студентів, що займаються дослідженнями кранів з шарнірно-зчленованою стріловою системою.

Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана : монографія / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук. – К. : «ЦП КОМПРИНТ», 2015. – 224 с.

ISBN 978-966-929-017-5

© В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук, 2015

ЗМІСТ

Вступ	5
Розділ 1. Конструкції шарнірно-зчленованих стрілових систем кранів та методи підвищення їх ефективності	7
1.1. Конструкції шарнірно-зчленованих стрілових систем кранів	7
1.2. Конструкції механізмів зміни вильоту шарнірно-зчленованих стрілових систем кранів	11
1.3. Показники ефективності кранів із шарнірно-зчленованою стріловою системою.....	22
1.4. Вплив розгойдування вантажу на зниження ефективності кранів із шарнірно-зчленованою стріловою системою	25
1.5. Шляхи мінімізації розгойдування вантажу у кранах із шарнірно-зчленованою стріловою системою.....	33
Висновки до першого розділу.....	40
Розділ 2. Визначення оптимальних законів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана при горизонтальному переміщенні вантажу	41
2.1. Побудова динамічної моделі шарнірно-зчленованої стрілової системи крана.....	41
2.2. Запис математичної моделі для шарнірно-зчленованої стрілової системи крана при горизонтальному переміщенні вантажу.....	46
2.3. Встановлення критеріїв оптимізації руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана при горизонтальному переміщенні вантажу.....	60
2.4. Оптимізація режимів руху стрілової системи крана по відхиленню переміщень.....	62
2.5. Оптимізація режимів руху стрілової системи крана по відхиленню швидкостей.....	70
2.6. Оптимізація режимів руху стрілової системи крана по відхиленню прискорень.....	76
2.7. Оптимізація режимів руху стрілової системи крана по відхиленню ривків.....	89
2.8. Порівняння кінематичних та силових параметрів при різних оптимальних режимах.....	101
Висновки до другого розділу.....	104
Розділ 3. Програма і методика експериментальних досліджень	105
3.1. Програма експериментальних досліджень.....	105
3.2. Вибір критеріїв подібності моделі.....	106
3.3. Визначення основних параметрів моделі.....	111

3.4. Проектування та виготовлення фізичної моделі шарнірно-зчленованої стрілової системи.....	114
3.5. Вимірювально-реєструюче обладнання для дослідження динаміки руху моделі шарнірно-зчленованої стрілової системи.....	120
3.6. Планування експерименту та методика обробки даних експериментальних досліджень	128
Висновки до третього розділу.....	129
Розділ 4. Результати експериментальних досліджень.....	130
4.1. Дослідження руху стрілової системи при ручному керуванні.....	130
4.2. Дослідження руху стрілової системи при автоматичному керуванні за допомогою частотного перетворювача.....	139
4.3. Аналіз результатів дослідів при ручному та автоматичному керуванні механізмом зміни вильоту стрілової системи моделі.....	145
4.4. Визначення результатів експериментальних досліджень реальної стрілової системи	148
4.5. Порівняння результатів теоретичних та експериментальних досліджень	152
Висновки до четвертого розділу.....	156
Розділ 5. Розробка рекомендацій щодо вдосконалення конструкцій механізмів зміни вильоту шарнірно-зчленованих стрілових систем.....	158
5.1. Рекомендації, щодо зміни конструкції приводу механізму зміни вильоту	158
5.2. Системи електронного керування механізмом зміни вильоту.....	164
5.3. Розрахунок економічної ефективності від впровадження електронної системи керування механізмом зміни вильоту	166
Висновки до п'ятого розділу.....	171
Загальні висновки і рекомендації.....	173
Список використаних джерел.....	176
Додатки.....	195

ВСТУП

Шарнірно-зчленована стрілова система є основою багатьох конструкцій стрілових систем сучасних кранів. Шарнірно-зчленована стрілова система, що створена на основі шарнірного чотириланковика Чебишева, на початку свого розвитку застосовувалася лише в порталних кранах для виконання розвантажувально-перевантажувальних робіт у портах. Однак, в наш час крани із такою конструкцією стрілової системи все ширше застосовуються в інших галузях промисловості, наприклад, в будівництві, металургії, транспорті тощо.

Суттєвим недоліком шарнірно-зчленованих стрілових систем кранів є нелінійна залежність між кутом повороту стріли та горизонтальною координатою переміщення вантажу. Тобто при рівномірному повороті стріли на деякий кут – вантаж рухається нерівномірно, що призводить до виникнення динамічних навантажень і, як наслідок, до розгойдування вантажу на канатному підвісі. Розгойдування вантажу також виникає ще й під час перехідних режимів руху механізму зміни вильоту стрілової системи (пуск, гальмування).

Розгойдування вантажу викликає втомлене руйнування елементів металоконструкцій стрілової системи та призводить до збільшення динамічних навантажень на елементи рейкового механізму зміни вильоту, що веде до їх поломок, які в свою чергу є причинами простоювання та дорогих ремонтів всього крана.

Крім того, розгойдування вантажу стає причиною утруднення його точного позиціонування, що призводить до ускладнення умов праці стропальників і такелажників, а також змушує кранівника-оператора весь час роботи бути у напруженні.

В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях широко розглядається динаміка горизонтального переміщення вантажу на гнучкому підвісі в кранах прольотного типу, а також в баштових кранах із стріловим візком. Досліджено і приведено методи боротьби із коливаннями вантажу, що виникають під час роботи механізмів на перехідних ділянках руху. Однак, дуже мало уваги приділяється дослідженню динаміки горизонтального переміщення вантажу за допомогою шарнірно-зчленованих стрілових систем кранів, а зокрема, методам усу-

нення коливань вантажу при його горизонтальному переміщенні за допомогою таких стрілових систем. Методи усунення коливань вантажу, що застосовуються в прольотних кранах, не можуть бути використані для кранів із шарнірно-зчленованою стріловою системою тому, що кутова координата ротора електродвигуна пов'язана із горизонтальною координатою переміщення вантажу за допомогою нелінійної залежності.

В зв'язку з тим, що крани із шарнірно-зчленованою стріловою системою набувають все більшого поширення в різних галузях народного господарства, то проблема усунення або суттєвого зменшення коливань вантажу при його переміщенні є актуальною. Вирішення цієї задачі дозволить більш ефективно використовувати крани із такою стріловою системою, покращити умови роботи кранівника-оператора та обслуговуючого персоналу, а також, з урахуванням вищевикладеного, здійснити вдосконалення існуючих та провести розробку нових кранів, які відповідатимуть поставленим вимогам.

Тому, підвищення надійності конструкцій вантажопідіймальних машин, зниження металоємності, покращення експлуатаційних показників, розширення функціональних можливостей, збільшення напрацювання до відмови є важливим напрямком роботи з удосконалення існуючих та проектування нових вантажопідіймальних машин, зокрема, кранів.

Всі розділи монографії, загальні висновки і рекомендації, додатки підготовлені авторами Ловейкіним В.С. та Паламарчуком Д.А. спільно.

РОЗДІЛ 1

КОНСТРУКЦІЇ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНИХ СТІЛОВИХ СИСТЕМ КРАНІВ ТА МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ЕФЕКТИВНОСТІ

1.1. Конструкції шарнірно-зчленованих стрілових систем кранів

Крани із шарнірно-зчленованою стріловою системою, як один із видів кранів з хитною укосиною, знайшли широке застосування в багатьох галузях промисловості України, Європи та й усього світу в цілому. Крани із шарнірно-зчленованою стріловою системою (рис. 1.1) мають ряд переваг, у порівнянні із стріловими та прольотними кранами – підвищену продуктивність, економічність, маневреність, значні робочі швидкості, ергономічність та високу безпеку при роботі [1–3].



а



б

Рис. 1.1. Крани з шарнірно-зчленованою стріловою системою із жорсткою відтяжкою:

а) при виконанні перевантажувальних робіт в порту;

б) на будівництві пристані.

До початку 80-х років ХХ століття крани з такою стріловою системою застосовувалися лише в річкових та морських портах для виконання розвантажувально-перевантажувальних робіт, а також у суднобудуванні [3, 4], однак, сьогодні ці крани знайшли досить широке застосування в багатьох інших галузях народного господарства – в суднобудівельній галузі, металургії, нафто- та газодобувній промисловості, будівництві (рис. 1.1, б), вугільній промисловості, транспорті, лісосплаві тощо. Україна володіє значним парком кранів із шарнірно-зчленованою стріловою системою, які широко застосовуються майже у всіх галузях народного господарства [5], зокрема 565 кранів [6] працюють у портах на розвантажувально-перевантажувальних роботах. Така кількість кранів у портах України дозволяє забезпечити перевантаження близько 120 млн. тон вантажу щорічно [7].

Шарнірно-зчленована стрілова система крана побудована на основі шарнірного чотириланковика, що був запропонований П.Л. Чебишевим у 1889р. (прямило Чебишева) [1, 8]. Цей механізм дозволяє, при обертанні ведучої ланки OA , отримати траєкторію точки M , яка належить ланці ABM , близьку до прямої лінії (рис. 1.2). Однак це можливо лише при певному співвідношенні довжин OA , AB , BM , CB [1, 4, 10].

Шарнірно-зчленована стрілова система із постійною висотою підвісу вантажу, що створена на основі прямої Чебишева, складається із таких ланок (рис. 1.3): стріли CB , відтяжки OA , хобота BM та контрхобота AB [9–11]. В залежності від конструкції та призначення крана, стрілова система монтується на порталі (рис. 1.1, а), башті або ж колоні (рис. 1.1, б).

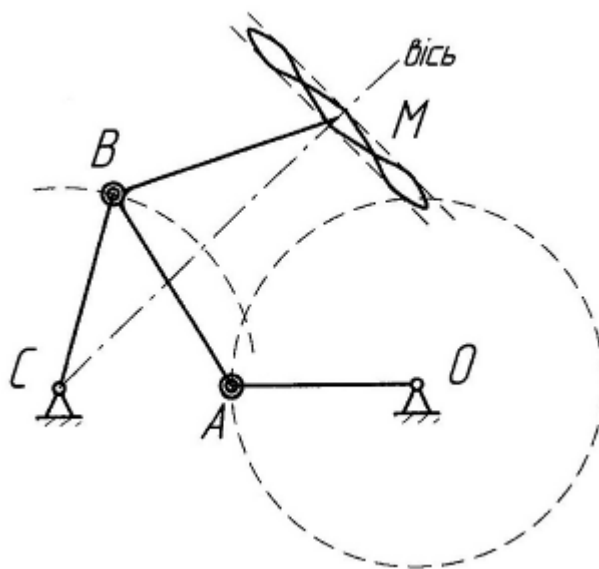


Рис. 1.2. Шарнірний чотириланковик (прямило Чебишева).

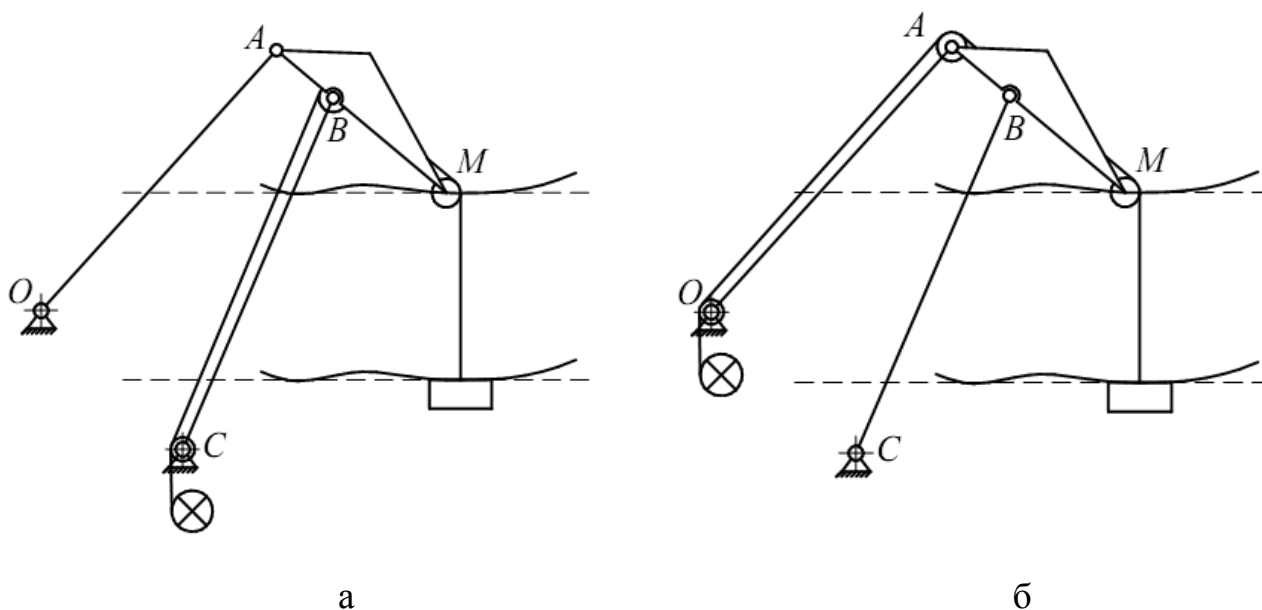


Рис. 1.3. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи із жорсткою відтяжкою:

- а) вантажний канат проходить паралельно до осі стріли;*
- б) вантажний канат проходить паралельно до осі відтяжки.*

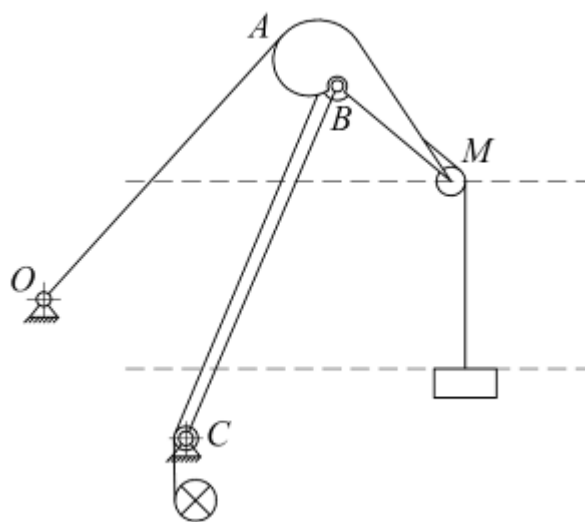
Основним призначенням шарнірно-зчленованої стрілової системи є забезпечення горизонтальної траєкторії кінця хобота, а відповідно і вантажу, без застосування допоміжних механізмів. Це потрібно для мінімізації затрат енергії на горизонтальне переміщення вантажу, оскільки у процесі горизонтального переміщення, потенціальна енергія вантажу не змінюється, тому потужність приводного механізму витрачається лише на подолання сили тиску вітру та тертя в кінематичних парах [11]. Для забезпечення горизонтального переміщення вантажу повинно бути жорстке співвідношення між довжинами ланок стрілової системи: стрілою, відтяжкою, хоботом та контрхоботом. Це співвідношення визначається графічними, графоаналітичними та аналітичними методами [1, 9–12]. Крім того, щоб траєкторія вантажу була еквідистантною до траєкторії кінця хобота, потрібно забезпечити постійну довжину звисаючої гілки вантажного канату [11]. Для забезпечення цього вантажний канат повинен проходити паралельно до осі стріли (рис. 1.3, а) або паралельно до осі відтяжки (рис. 1.3, б). В першому випадку вантажний канат додатково стискає стрілу, що небажано, оскільки стріла зазнає ще й стискаючих зусиль від ваги хобота. В другому випадку вантажний канат стискає

відтяжку, чим зменшує її навантаження на розтяг. Виходячи з цього, краще розміщувати вантажний канат паралельно до осі відтяжки [11].

Оскільки, шарнірно-зчленована стрілова система із жорсткою відтяжкою не дозволяє отримати повністю пряму траєкторію кінцевої точки хобота, то в Англії, в кінці XIX століття, була запропонована конструкція шарнірно-зчленованої стрілової системи із гнучкою відтяжкою (рис. 1.4), яка дозволила отримати пряму траєкторію кінцевої точки хобота M [1, 8–10].



а



б

Рис. 1.4. Кран з шарнірно-зчленованою стріловою системою із гнучкою відтяжкою: а) при навантаженні будівельних конструкцій; б) схема стрілової системи.

Шарнірно-зчленована стрілова система із гнучкою відтяжкою, в порівнянні зі стріловою системою з жорсткою відтяжкою має меншу масу та габарити, простішу конструкцію, меншу парусність при вітрових навантаженнях, вона більш проста при монтажних операціях [1, 4]. В цій конструкції стрілової системи роз-

ташування вантажного канату не впливає на траєкторію переміщення вантажу, тому його можна розміщувати як паралельно, так і непаралельно до осі стріли.

Однак, стрілова система із гнучкою відтяжкою має такий недолік, що під час найменших розгойдувань вантажу та стрілової системи в цілому, в гнучкій відтяжці виникають внутрішні пружні коливання, і вона починає працювати, як пружина. Це призводить до виникнення аварійних ситуацій у випадку розриву відтяжки. Крім того, такі пружні характеристики гнучкої відтяжки ведуть до збільшення динамічних навантажень на елементи стрілової системи, зокрема, на шарнірні з'єднання, що викликає їх передчасний вихід із ладу. До того ж профільована частина хобота дуже трудомістка при проектуванні та виготовленні [11, 13]. Тому, з кінця 70-х років ХХ століття, крани з шарнірно-зчленованою стріловою системою із гнучкою відтяжкою не випускаються [14, 15].

1.2. Конструкції механізмів зміни вильоту шарнірно-зчленованих стрілових систем кранів

В кранах із шарнірно-зчленованою стріловою системою зміна вильоту є робочим рухом, тобто, виконується з вантажем або без нього при високій швидкості його горизонтального переміщення [11]. Зміна вильоту шарнірно-зчленованих стрілових систем кранів відбувається за рахунок зміни кута нахилу стріли до горизонту, тобто, виліт змінюється за рахунок повороту стріли у вертикальній площині [14–16]. Для цього застосовуються два типи механізмів зміни вильоту: із гнучким кінематичним зв'язком механізму зі стрілою та із жорстким кінематичним зв'язком механізму зі стрілою [16–18]. До механізмів першого типу належить поліспастичний механізм зміни вильоту, а до механізмів другого типу – секторний, секторно-кривошипний, кривошипно-шатунний, гідравлічний, гвинтовий та рейковий механізми зміни вильоту [4, 10, 14, 16, 18].

На рис. 1.5 наведена схема механізму приводу, що складається із чотириланкового та поліспастичного механізмів [19].

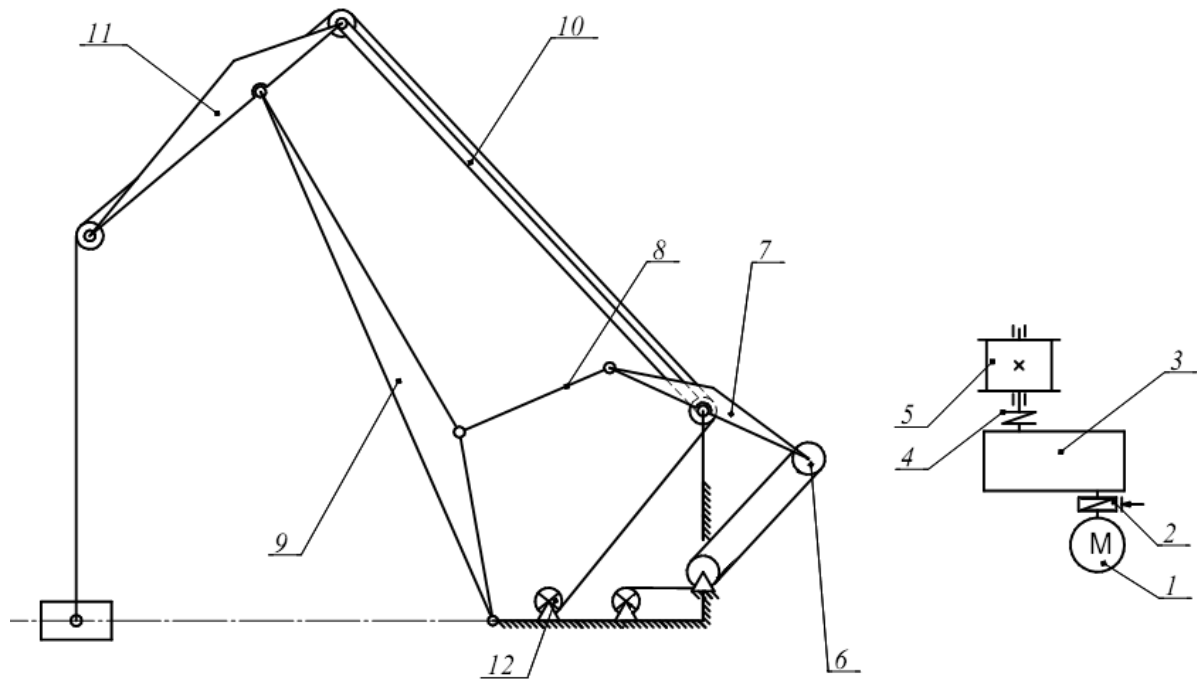


Рис. 1.5. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи із поліспастиним механізмом зміни вильоту:

1 – електродвигун; 2 – гальмо; 3 – редуктор; 4 – запобіжна муфта; 5 – барабан; 6 – поліспастина система; 7 – кронштейн; 8 – тяга; 9 – стріла; 10 – жорстка відтяжка; 11 – хобот із контрхоботом; 12 – механізм піднімання вантажу.

Поліспастиний механізм зміни вильоту складається із електродвигуна 1, муфти із стрічковим або дисковим гальмом 2, редуктора 3, запобіжної муфти 4, барабана 5 та канатного поліспасти 6.

Зменшення вильоту стрілової системи відбувається при намотуванні каната на барабан 5, що спричинює зближення рухомого та нерухомого блоків поліспастиної системи 6. Збільшення вильоту стрілової системи відбувається при розмотуванні каната з барабана, за рахунок дії сили тяжіння на всю стрілову систему.

В залежності від вантажопідйомності крана поліспасти може мати кратність $n = 2Ц$, де $Ц$ – будь-яке ціле число.

Поліспастиний механізм зміни вильоту, здебільшого, застосовується в невізноважених шарнірно-зчленованих стрілових системах [17, 18], порівняно, невеликої вантажопідйомності – до 10т [20]. Це пояснюється тим, що відсутній жорсткий зворотній зв'язок між стрілою та механізмом зміни вильоту. І тому, при зме-

ншенні вильоту, дія противаги може викликати закидання стріли назад, що спричинило б складання стрілової системи та поломку її елементів. При застосуванні поліспастного механізму зміни вильоту, в зв'язку з відсутністю противаги, потрібно встановлювати двигун значно більшої потужності [14, 15, 18]. Крім того, поліспадна система потребує періодичної заміни каната, що несе додаткові витрати при експлуатації крана [16].

Секторний механізм зміни вильоту (рис. 1.6) складається із електродвигуна 1, муфти із стрічковим або дисковим гальмом 2, редуктора 3, ведучої шестерні 4 та зубчастого сектора 5. На схемі наведено конструкцію, в якій зубчастий секторний вінець 5 встановлено на противагу 6, яка розташована в нижній частині стріли 7.

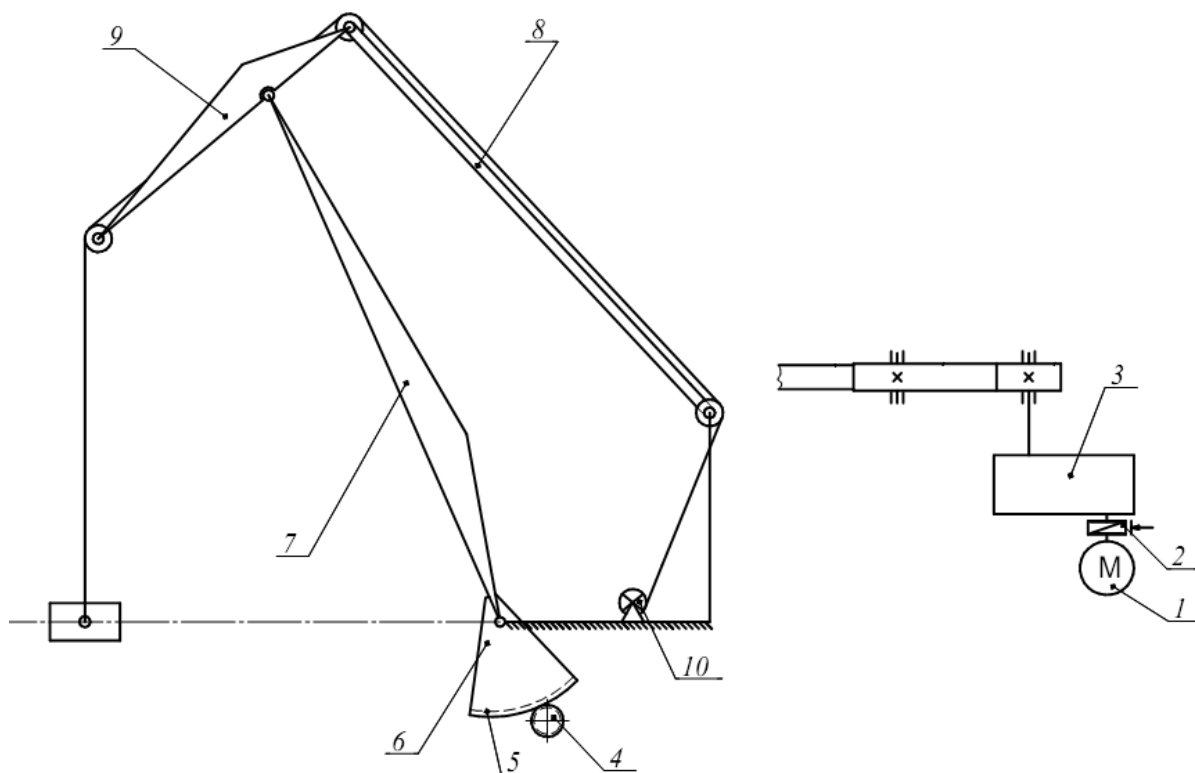


Рис. 1.6. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи із секторним механізмом зміни вильоту:

1 – електродвигун; 2 – гальмо; 3 – редуктор; 4 – приводна шестерня; 5 – зубчастий сектор; 6 – противага; 7 – стріла; 8 – відтяжка; 9 – хобот; 10 – механізм підйому вантажу.

Особливістю секторного механізму зміни вильоту є те, що цей механізм забезпечує постійну кутову швидкість стріли на всій ділянці усталеного руху механізму зміни вильоту [11, 16, 17]. Однак, порівняно нечасте застосування механізму зміни вильоту такої конструкції пов'язане зі значними недоліками – великою масою, значними габаритами, високою трудомісткістю виготовлення та монтажу [11]. Крім цього, відкрита зубчаста передача викликає підвищене зношування сектору та приводної шестерні зубчастої передачі.

Секторно-кривошипний механізм зміни вильоту (рис. 1.7) складається із електродвигуна 1, муфти зі стрічковим або дисковим гальмом 2, редуктора 3, двох ведучих шестерень 4, що знаходяться в зачепленні із двома зубчастими секторами 5. Видовженим кінцем сектори шарнірно з'єднані із тягою 7, яка іншим кінцем шарнірно приєднана до стріли 9.

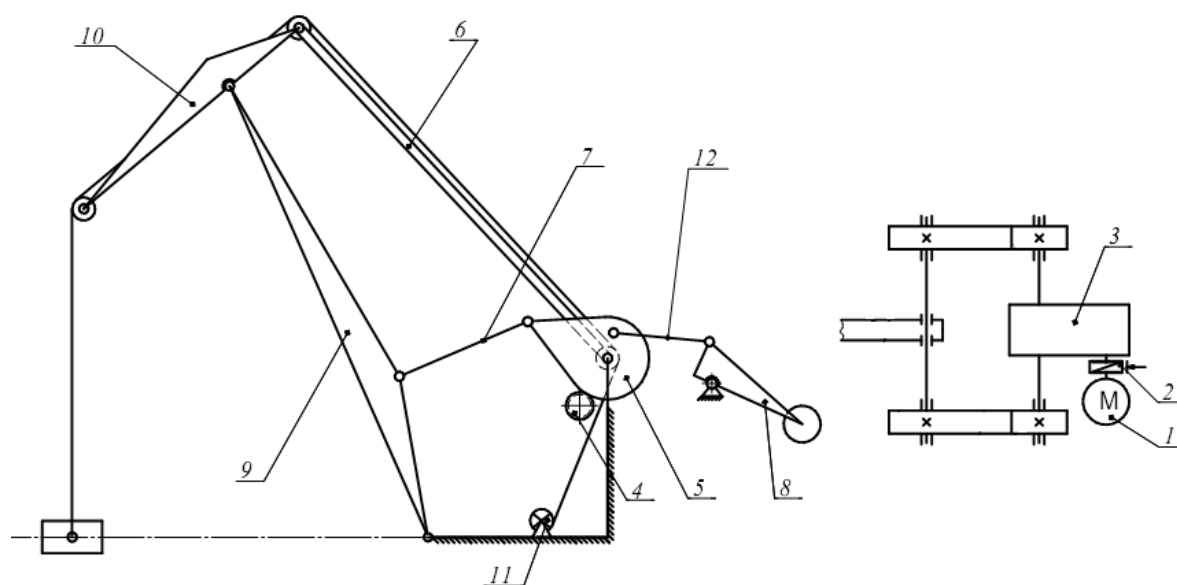


Рис. 1.7. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи із секторно-кривошипним механізмом зміни вильоту:

1 – електродвигун; 2 – гальмо; 3 – редуктор; 4 – приводна шестерня; 5 – зубчастий сектор; 6 – відтяжка; 7 – стрілова тяга; 8 – кронштейн із противагою; 9 – стріла; 10 – хобот; 11 – механізм підйому вантажу; 12 – тяга противаги.

Секторно-кривошипний механізм був дуже поширений в стрілових системах кранів, які випускалися вітчизняною та іноземною промисловістю до початку

60-х років XX століття. Подальша відмова від застосування такої конструкції механізму зміни вильоту була пов'язана із рядом недоліків: висока трудомісткість виготовлення та монтажу зубчастих секторів, підвищений вихід з ладу зубчастих передач [4, 10]. Секторно-кривошипний механізм зміни вильоту застосовувався, здебільшого, в кранах із вантажопідйомністю до 15т.

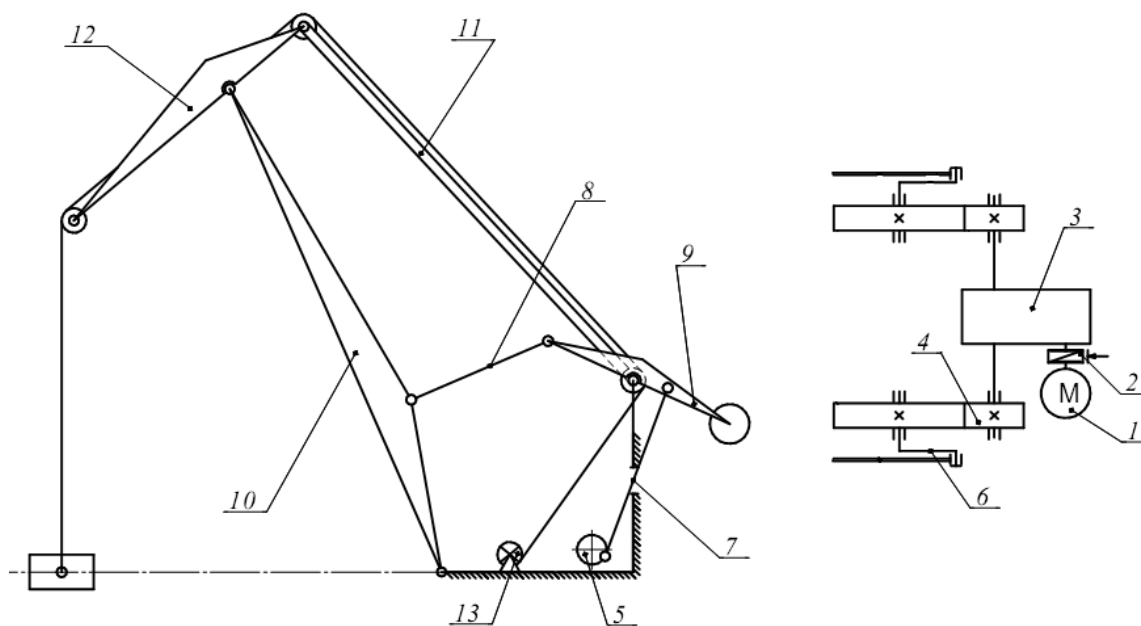


Рис. 1.8. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи із кривошипно-шатунним механізмом зміни вильоту:

1 – електродвигун; 2 – гальмо; 3 – редуктор; 4 – приводна шестерня; 5 – зубчасте колесо; 6 – кривошип; 7 – шатун; 8 – тяга; 9 – кронштейн із противагою; 10 – стріла; 11 – відтяжка; 12 – хобот; 13 – механізм підйому вантажу.

Кривошипно-шатунний механізм зміни вильоту (рис. 1.8) складається із електродвигуна 1, муфти із стрічковим або дисковим гальмом 2, редуктора 3, двох ведучих шестерень 4, що знаходяться в зачепленні із двома зубчастими колесами 5. До зубчастих коліс жорстко приєднані кривошипи 6, що шарнірно з'єднані із шатунами 7. Інші кінці шатунів 7 приєднані до двоплечого коромисла 9. З одного боку до коромисла шарнірно приєднана тяга 8, яка, в свою чергу, з'єднана зі стрілою 10. На другому боці коромисла встановлена противага.

Здебільшого, кривошипно-шатунний механізм зміни вильоту застосовується у стрілових системах кранів із гнучкою відтяжкою та вантажопідйомністю до 20т. Однак, є й стрілові системи кранів з жорсткою відтяжкою, які містять кривошипно-шатунний механізм зміни вильоту. Перевагою такої конструкції механізму зміни вильоту є те, що крайні мертві точки кривошипно-шатунного механізму відповідають положенням стрілової системи при мінімальному та максимальному вильотах [4]. Це дозволяє відмовитись від застосування пружних демпферних пристроїв та кінцевих вимикачів, які запобігають виникненню аварійних ситуацій при наближенні стрілової системи до крайніх точок вильоту. Адже при проходженні стріловою системою крайньої точки вильоту починається її рух у зворотному напрямку. Однак, при дослідженні роботи цього механізму було виявлено значну нерівномірність розподілу навантажень у двох паралельних вітках [4, 10]. Це призводить до перевантажень однієї вітки механізму в порівнянні з іншою та веде до передчасного виходу з ладу одного із шатунів та елементів зубчастої передачі.

Гідравлічний механізм зміни вильоту (рис. 1.9) складається із таких основних елементів: насоса 1, гідророзподільника 2 та робочого гідроциліндра 3. При цьому може застосовуватися один або, здебільшого, два гідроциліндри. Також до складу гідросистеми входять запірні та переливні клапани, гідрозамки та елементи кондиціонування робочої рідини, які включають в себе фільтри, вентилятори, радіатори тощо.

Гідравлічний механізм дозволяє плавно змінювати виліт стрілової системи, а також дозволяє пом'якшувати перевантаження, що виникають в елементах стрілової системи при перехідних режимах роботи механізму [11, 21]. Незважаючи на простоту конструкції та свою універсальність, гідравлічний механізм зміни вильоту застосовується, здебільшого, у кранах із прямою стрілою [22]. Застосування цього механізму у шарнірно-зчленованих стрілових системах обмежене. Це пов'язано із виникненням згинаючих та скручувальних навантажень, які діють на шток гідроциліндра, що призводить до виходу його з ладу.

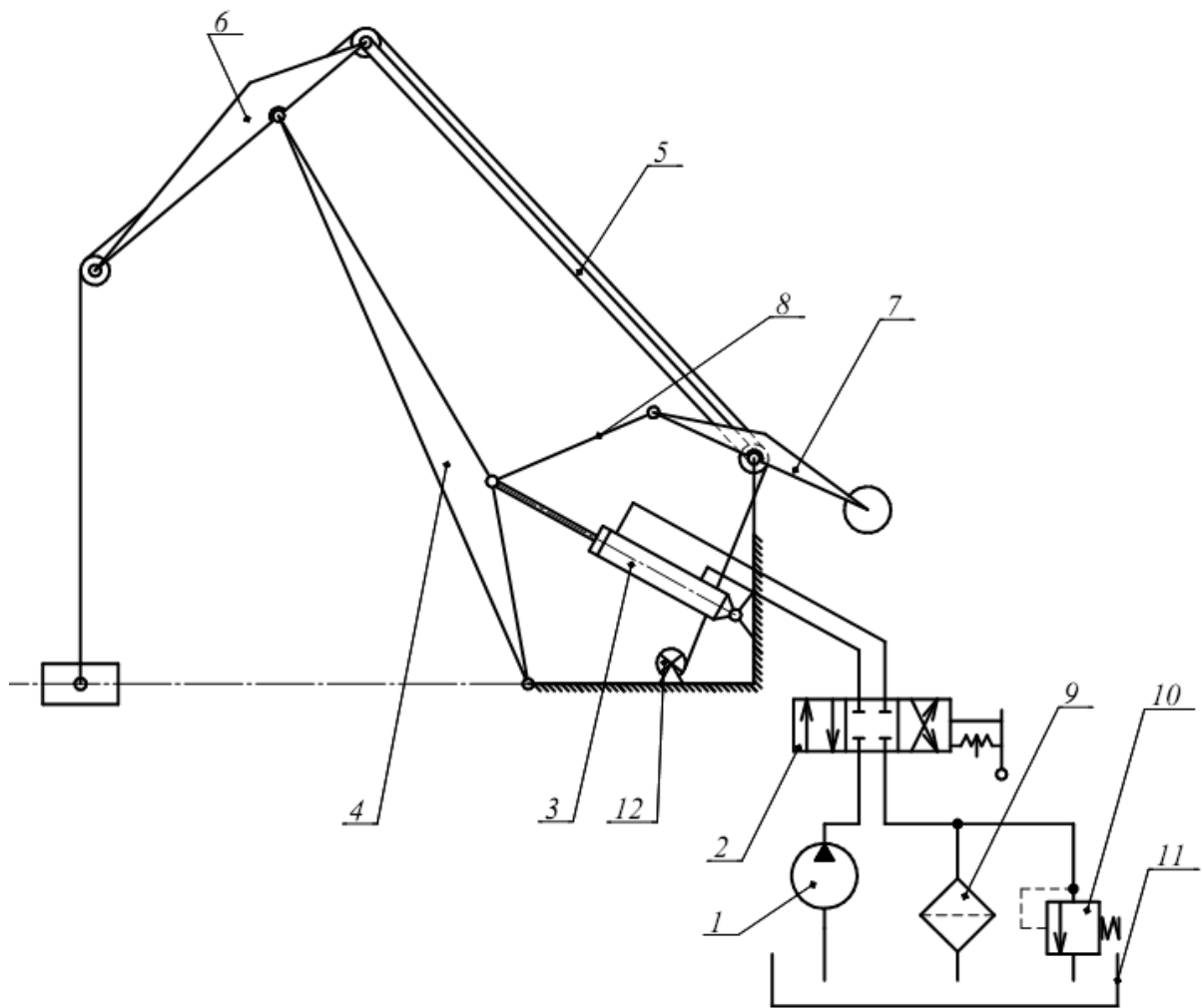


Рис. 1.9. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи із гідравлічним механізмом зміни вильоту:

1 – гідронасос; 2 – розподільник; 3 – гідроциліндр; 4 – стріла; 5 – відтяжка; 6 – хобот; 7 – кронштейн із противагою; 8 – тяга; 9 – фільтр; 10 – переливний клапан; 11 – бак з робочою рідиною.

Гвинтовий механізм зміни вильоту (рис. 1.10) складається із електродвигуна 1, муфти зі стрічковим або дисковим гальмом 2, приводної шестерні 3, гайки 4, виготовленої у вигляді зубчастого колеса та гвинта 5.

Гайка разом із приводом механізму шарнірно встановлені на осі, яка перпендикулярна до осі гвинта. Це дозволяє гвинту та гайці вільно повертатися у вертикальній площині під час зміни вильоту [18]. Поздовжньому переміщенню гайки вздовж гвинта перешкоджає стійка разом із упорним підшипником.

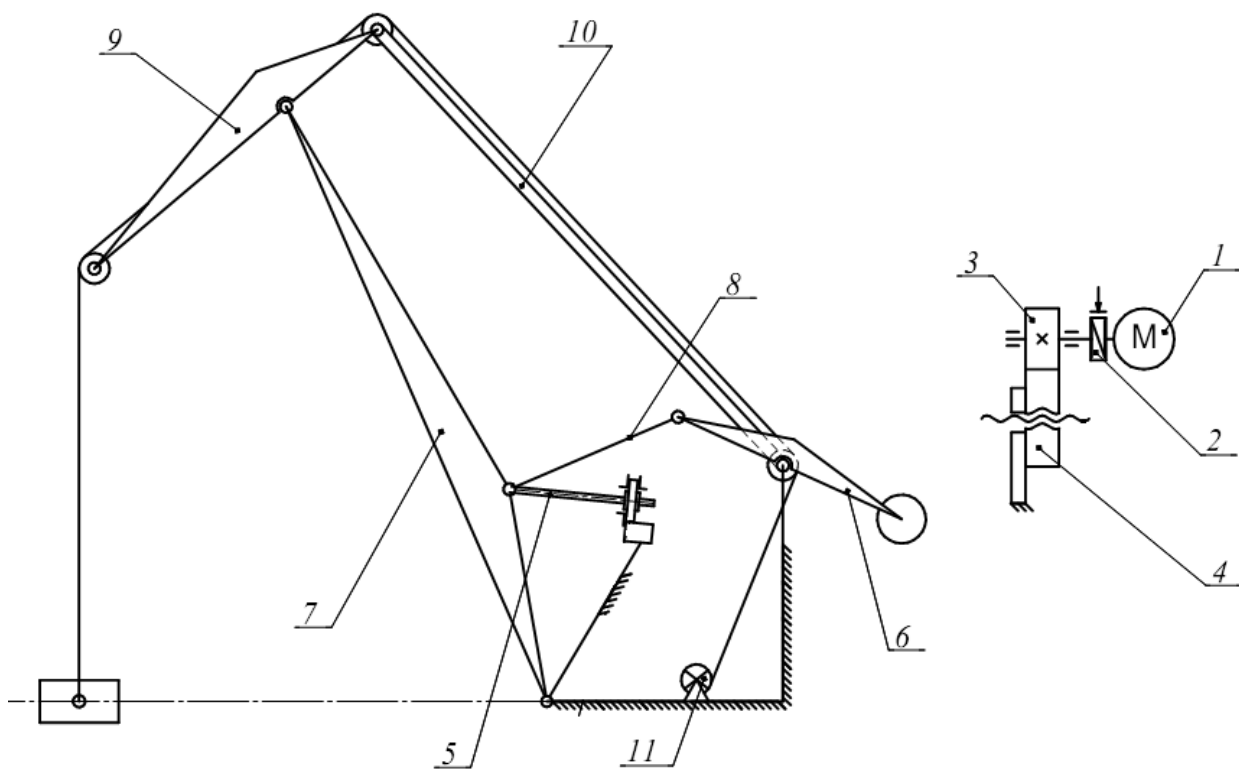


Рис. 1.10. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи із гвинтовим механізмом зміни вильоту:

1 – електродвигун; 2 – гальмо; 3 – привідна шестерня; 4 – гайка; 5 – гвинт; 6 – кронштейн із противагою; 7 – стріла; 8 – тяга; 9 – хобот; 10 – відтяжка; 11 – механізм піднімання вантажу.

Гвинтовий механізм зміни вильоту буває як з обертовою гайкою, так і з обертовим гвинтом, однак, здебільшого, застосовується конструкція з обертовою гайкою [16, 18]. Це викликано складністю конструкції механізму з обертовим гвинтом, що потребує встановлення додаткових упорних підшипників. Крім того, гвинт, на який додатково діють скручувальні навантаження, потрібно виготовляти більшого діаметра.

У передачі «гвинт-гайка» застосовується багатозахідна упорна різьба, рідше – прямокутна [10, 11, 16]. Це дозволяє збільшити осьову силу гвинта в одному напрямку – під час зменшення вильоту стрілової системи. При збільшенні вильоту осьова сила, що діє на гвинт менша, оскільки на стрілову систему діє сила тяжіння, яка розвантажує гвинтову передачу [16, 17, 22].

Гвинтовий механізм зміни вильоту широко застосовується у стрілових системах всієї гами вантажопідйомності. Це пов'язано із його високою надійністю, малою масою та невеликими габаритами привода [11, 16]. Однак, цей механізм, порівняно, дорогий у виготовленні, в зв'язку з підвищеними вимогами точності та надійності до елементів передачі «гвинт-гайка». Крім того, гвинт потребує додаткового захисту від впливу навколишнього середовища та підвищеної уваги при обслуговуванні [16, 23].

Рейковий механізм зміни вильоту (рис. 1.11) буває двох типів – із однією рейковою передачею та з роздвоєною рейковою передачею.

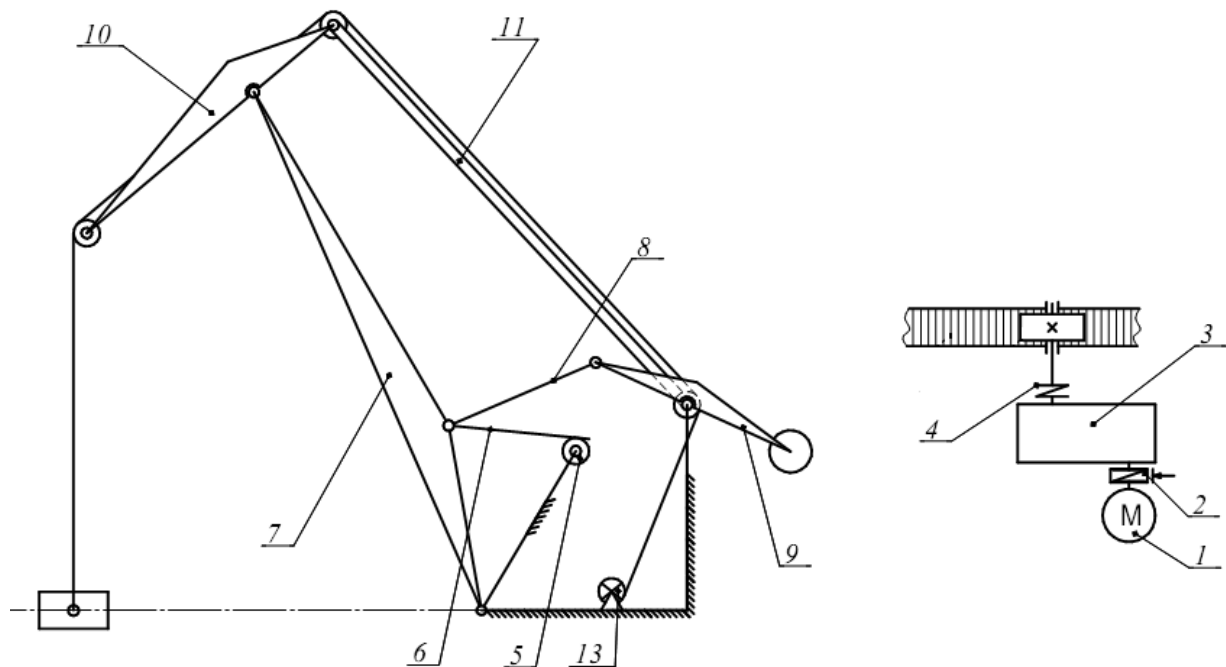
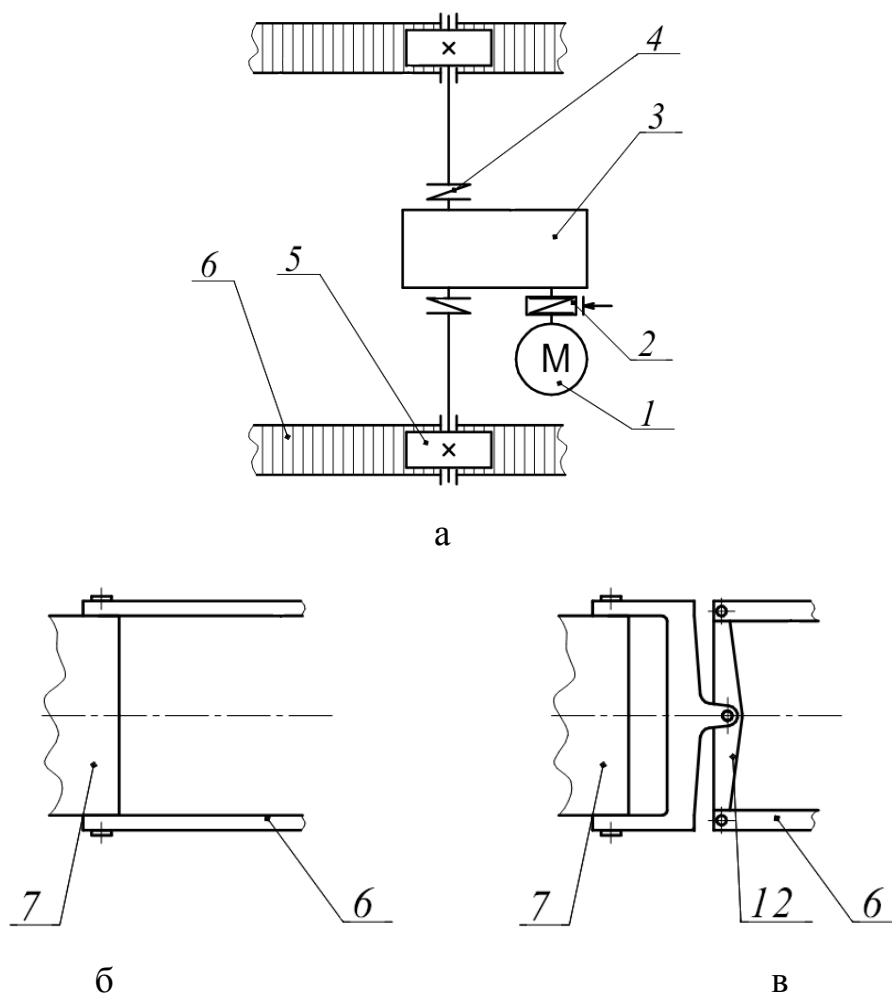


Рис. 1.11. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи із рейковим механізмом зміни вильоту:

1 – електродвигун; 2 – гальмо; 3 – редуктор; 4 – запобіжна муфта; 5 – привідна шестерня; 6 – зубчаста рейка; 7 – стріла; 8 – тяга; 9 – кронштейн із противагою; 10 – хобот; 11 – відтяжка; 12 – балансирний пристрій; 13 – механізм підйому вантажу.

Однорейковий механізм (рис. 1.11) складається із електродвигуна 1, муфти зі стрічковим або дисковим гальмом 2, редуктора 3, запобіжної муфти 4, привід-

ної шестерні 5, яка знаходиться в зачепленні із зубчастою рейкою 6. Рейка одним кінцем шарнірно з'єднана зі стрілою 7.



*Рис. 1.12. Схема механізму зміни вильоту з роздвоєною рейковою передачею:
 а) кінематична схема приводу; б) схема приєднання рейок безпосередньо до стріли;
 в) схема приєднання рейок за допомогою балансирного пристрою.
 (Позиції відповідають позначенням на рис. 1.11).*

Механізм із роздвоєною рейковою передачею (рис. 1.12, а) складається із електродвигуна 1, муфти зі стрічковим або дисковим гальмом 2, редуктора 3, двох запобіжних муфт 4, двох приводних шестерень 5, кожна з яких знаходиться в зачепленні із окремою зубчастою рейкою 6. При такій конструкції механізму зміни вильоту рейки приєднуються безпосередньо до стріли за допомогою шарнірних

з'єднань (рис. 1.12, б) або ж за допомогою балансирного пристрою (рис. 1.12, в) [4, 10].

Механізм зміни вильоту із роздвоєною рейковою передачею застосовується значно рідше, в порівнянні з механізмом із однією рейковою передачею [24]. Це пов'язано з тим, що для вирівнювання зусилля в рейках та для запобігання перекосу стріли потрібно встановлювати балансирний пристрій (рис. 1.12, в) [4]. Але це призводить до збільшення габаритних розмірів та маси приводного механізму.

Рейковий механізм зміни вильоту із однією рейковою передачею широко застосовується в конструкціях сучасних шарнірно-зчленованих стрілових систем. Це пов'язано з тим, що він має просту конструкцію, порівняно, невеликі габаритні розміри та високу надійність, а також дозволяє отримати значні зусилля в рейці. Враховуючи наведене, рейковий механізм зміни вильоту застосовується, здебільшого, в кранах значної вантажопідйомності [4, 10, 14–19, 24].

Водночас, при дослідженні роботи стрілової системи із рейковим механізмом зміни вильоту було встановлено, що динамічні навантаження, які виникають під час роботи, негативно впливають на рейкову передачу. Це призводить до виходу з ладу приводної шестерні та зубчастої рейки. В зв'язку з цим, в деяких конструкціях кранів застосовується передача із цівочною рейкою, яка дозволяє витримувати збільшені навантаження [4, 10, 17, 22]. Однак, така рейка має більш складнішу конструкцію і дорожча у виготовленні.

На порталних кранах із шарнірно-зчленованою стріловою системою, які виготовляються промисловістю України та Європи, використовуються такі конструкції механізмів зміни вильоту: рейковий механізм – 41%; гвинтовий – 33%; поліспастичний – 20%; секторний – 1% від загальної кількості кранів [16, 25]. Портальні крани, на яких встановлені секторно-кривошипний, кривошипно-шатуний або гідравлічний механізми зміни вильоту, становлять близько 5% від загальної кількості кранів, що випускаються.

1.3. Показники ефективності кранів із шарнірно-зчленованою стріловою системою

Підвищення ефективності роботи крана тісно взаємопов'язане із його здатністю виконувати роботу, згідно технічних характеристик і при цьому бути надійним та безпечним при експлуатації. Ефективність крана – це широке комплексне поняття, яке включає в себе такі основні критерії: продуктивність, економічність, надійність, безпечність, маневреність та ергономічність (рис. 1.13). Однак, кожен з наведених показників може залежати від кількох характеристик крана одночасно [20, 22, 23].

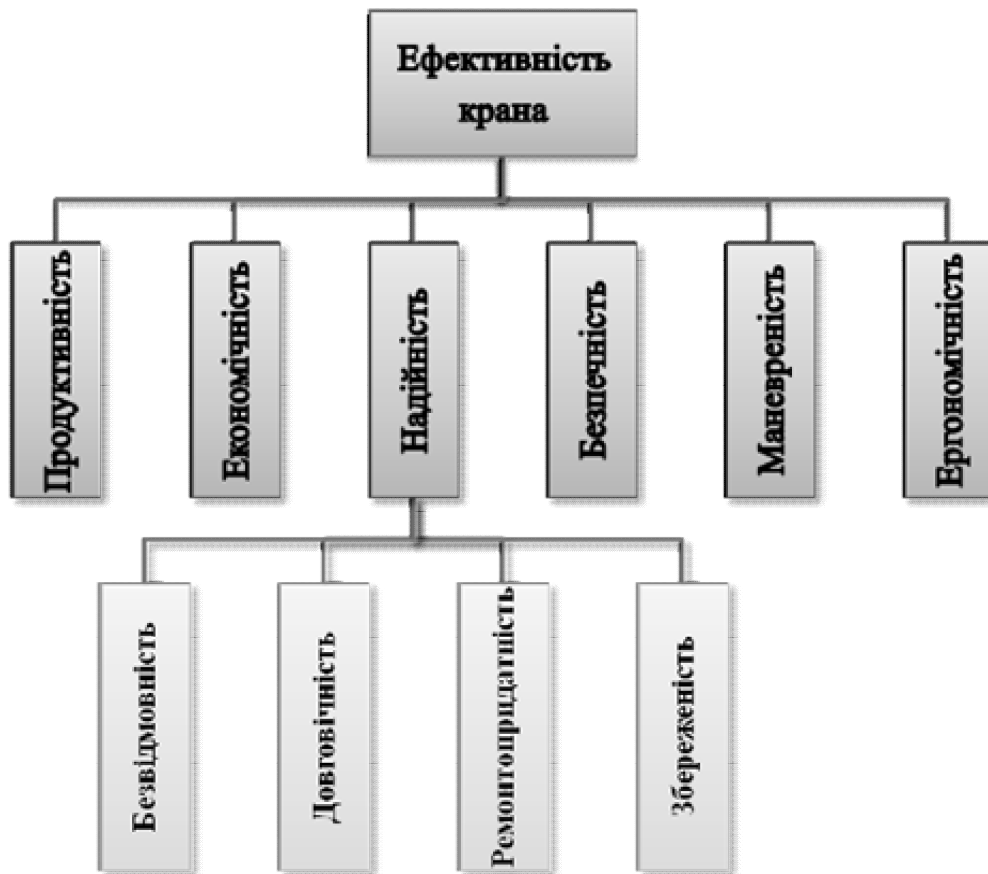


Рис. 1.13. Показники ефективності крана.

Продуктивність крана – це маса вантажу переміщеного за одиницю часу [23, 26]. Виходячи з цього видно, що продуктивність прямо-пропорційна вантажопідйомності крана та обернено-пропорційна тривалості робочого циклу. В розрахун-

ках продуктивності кранів, здебільшого, використовують погодинну продуктивність, іноді ще користуються поняттями змінної, добової, місячної, навігаційної та річної продуктивності [26]. Більшість сучасних кранів із шарнірно-зчленованою стріловою системою мають максимальну вантажопідйомність на всьому діапазоні вильотів і працюють при високошвидкісних режимах горизонтального переміщення вантажу (Додаток А), що дозволяє швидко проводити розвантажувальні та перевантажувальні операції [6, 7, 19, 24, 25, 27–35].

Для переміщення як одиничних, так і насипних вантажів ці крани обладнуються гаковими підвісками, магнітними захватами, кліщовими захватами та грейферами [25, 29–36].

Енергозатрати при роботі крана визначаються, як відношення затраченої електроенергії до маси переміщеного вантажу. Енергозатрати залежать від сумарної потужності всіх електродвигунів крана та від тривалості роботи (часу включення) кожного двигуна [37, 38].

Надійність – властивість крана зберігати у встановлених межах значення всіх своїх характеристик та параметрів, що забезпечують здатність крана виконувати необхідні функції при необхідних умовах застосування [39, 40]. Надійність – комплексна властивість якості крана і оцінюється: безвідмовністю, довговічністю, ремонтпридатністю та збереженістю [41]. Аналізуючи кожен з наведених властивостей, видно, що основною властивістю є безвідмовність. Безвідмовність – властивість об'єкта (деталі) зберігати працездатний стан протягом встановленого часу [39–41]. На тривалість терміну безвідмовної роботи впливають умови роботи, вплив навколишнього середовища та матеріал деталі [39, 41].

Маневреність крана – складний критерій, який залежить не лише від параметрів крана, а й від вміння та навичок кранівника-оператора. Під маневреністю розуміють здатність машини швидко змінювати своє положення або стан. Маневреність шарнірно-зчленованої стрілової системи залежить від швидкості зміни вильоту та від габаритних розмірів самої стрілової системи.

Безпечність та ергономічність – це критерії, які довершують розуміння ефективності крана. Будь-яка машина повинна бути безпечною для людей, що її екс-

плуаують, обслуговують або приймають участь в її роботі [42–44]. Ергономічність – здатність крана бути легким у керуванні та не вимагати у кранівника-оператора і обслуговуючого персоналу надмірних зусиль при роботі. Видно, що від ергономічності крана, залежать його продуктивність та маневреність.

Розглянувши складові показники ефективності крана (рис. 1.13), видно, що більшість з них залежать від тривалості робочого циклу машини, а зокрема продуктивність – найбільш суттєвий показник ефективності. Тому, для досягнення максимальної ефективності крана, потрібно забезпечити його максимальну вантажопідіймальність при мінімальній тривалості робочого циклу. Однак, кожен кран має чітку вантажну характеристику та встановлену максимальну вантажопідіймальність [24, 25, 27–35], яку збільшити неможливо. Тому, продуктивність, а відповідно й ефективність крана, збільшують шляхом зменшення тривалості циклу.

Тривалість робочого циклу, зазвичай, зменшують шляхом поєднання робочих операцій крана або ж підвищенням робочих швидкостей виконавчих механізмів. Однак, при роботі крана, згідно Правил будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів [42], дозволяється поєднувати не більше двох робочих операцій. Скорочення тривалості циклу за рахунок підвищення рекомендованих робочих швидкостей механізмів згубно впливає на ефективність роботи крана. Це пов'язано з тим, що при підвищенні швидкості зміни вильоту, швидкості повороту або ж швидкості піднімання виникають значні розгойдування вантажу на гнучкому підвісі. Найбільші коливання виникають при роботі механізму зміни вильоту, а особливо під час перехідних режимів роботи – при пуску та гальмуванні електродвигуна механізму [11, 18, 23, 45].

Крім того, розгойдування вантажу, підвішеного на гнучкому підвісі, виникають і при усталеному русі механізму зміни вильоту стрілової системи крана. Це викликано особливостями геометричної будови шарнірно-зчленованої стрілової системи крана, а саме тому, що існує нелінійна залежність між кутом повороту стріли та горизонтальним переміщенням кінцевої точки хобота [46–48].

Тобто, при рівномірному обертанні стріли навколо її нижнього шарніру – кінцева точка хобота рухається нерівномірно [1, 4, 10, 11].

З рис. 1.14 видно, що при повороті стріли на певний кут кінцева точка хобота здійснює нерівномірне переміщення по горизонталі, саме це стає причиною нерівномірного руху вантажу, і спричинює його розгойдування, при усталеному режимі руху механізму зміни вильоту.

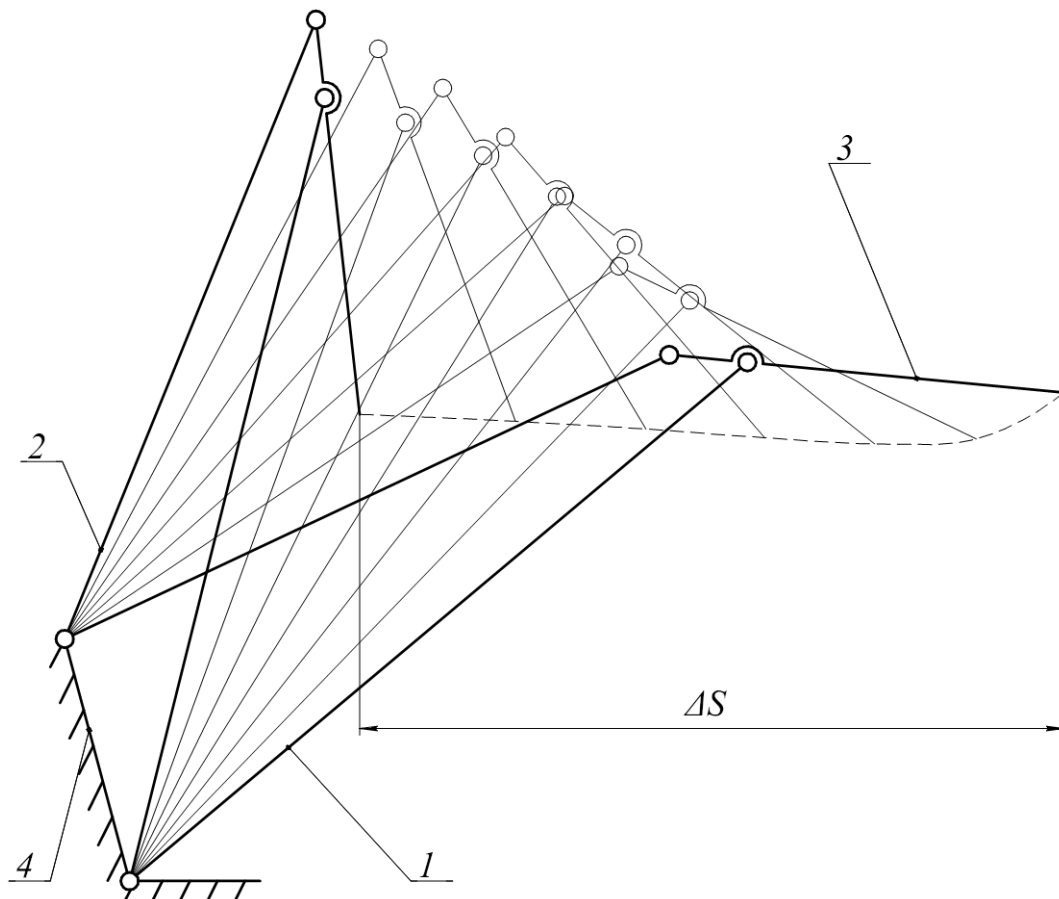


Рис. 1.14. План положень шарнірно-зчленованої стрілової системи крана:

1 – стріла; 2 – жорстка відтяжка; 3 – хобот в зборі із контрхоботом;
4 – нерухома платформа.

1.4. Вплив розгойдування вантажу на зниження ефективності кранів із шарнірно-зчленованою стріловою системою

Відхилення вантажного канату від вертикалі, що виникають під час роботи механізму зміни вильоту стрілової системи, можуть досягати $10...12^\circ$ [49], і це стає причиною значного зниження ефективності крана (рис. 1.15). Величина від-

хилення вантажного канату від вертикалі залежить від таких факторів: маси вантажу, швидкості його горизонтального переміщення, тривалості включення електродвигуна механізму, положення центра мас вантажу відносно точки підвісу, вітрових навантажень, тощо [19, 49, 50].

Розгойдування негативно впливають на більшість показників ефективності шарнірно-зчленованої стрілової системи [43–45].



Рис. 1.15. Фактори негативного впливу розгойдування вантажу на ефективність крана із шарнірно-зчленованою стріловою системою.

Під час наведення гакової підвіски або грейфера на вантаж та при позиціонуванні самого вантажу, дуже багато часу витрачається на затухання коливань [49]. При цьому значно погіршується керуваність крана, а зокрема, механізму зміни вильоту, і це змушує кранівника-оператора перебувати весь час роботи у напрузі, що негативно відображається на його умовах праці.

Крім того, розгойдування вантажу несуть у собі підвищену небезпеку для стропальників та обслуговуючого персоналу крана, вимагаючи додаткових зусиль

та навичок при навішуванні вантажу або ж його направлянні для більш точного позиціювання при опусканні [42, 44, 50, 51].

Відхилення вантажного канату від вертикалі, значно погіршують маневрові характеристики стрілової системи, і крана в цілому. Це стає причиною виникнення аварійних ситуацій, пов'язаних із пошкодженням трюмів суден, вагонів та самого вантажу [45, 51].

Однак, найбільшої шкоди, від розгойдування вантажу на канатному підвісі, зазнає сама стрілова система крана. Це пов'язано зі значним збільшенням динамічних навантажень на ланки шарнірно-зчленованої стрілової системи, і взагалі на конструкцію крана [49, 52–54]. Вплив динамічних навантажень на елементи крана, умовно, можна розділити на три групи (рис. 1.15).

Внутрішні пружні коливання виникають у ланках стрілової системи та канатах завдяки пружним характеристикам сталі, з якої вони виготовлені. Повздовжні внутрішні пружні зусилля найчастіше виникають і проявляються у ланках, що мають однаковий переріз по всій довжині – відтяжці, зубчастій рейці механізму зміни вильоту, тягах механізму врівноваження, тощо [55–58]. Такі зусилля дуже часто стають причиною виникнення поперечних тріщин у вказаних ланках стрілової системи [44, 53, 54, 59]. Внутрішні пружні коливання у канатах механізму підйому часто призводять до їх обриву [60], що стає причиною виникнення аварійних ситуацій, здебільшого з важкими наслідками. У ланках складного перерізу, наприклад у стрілі та хоботі, виникають власні коливання складних форм [61, 62], які теж згубно впливають на конструкцію крана.

Розгойдування вантажу на гнучкому підвісі найбільш шкідливо впливають на елементи кінематичних пар шарнірно-зчленованої стрілової системи крана [63]. Динамічні та статичні зусилля, що виникають під час зміни вильоту стрілової системи, призводять до виникнення ударів у шарнірних з'єднаннях ланок та до значного збільшення навантажень на їх опорні підшипники. При цьому найбільших навантажень зазнають елементи наступних кінематичних пар: «корінь стріли – колона або поворотна платформа», «жорстка відтяжка – колона або поворотна платформа», «тяга коромисла противаги – коромисло» та «стріла – тяга коромис-

ла» [64], це пов'язано з тим, що вказані кінематичні пари навантажені як статичними, так і динамічними зусиллями. Крім того, на пальці або ж з'єднувальні елементи цих кінематичних пар діють скручуючі навантаження. Тривала дія статичних, динамічних та скручуючих навантажень призводить до втомлюваного зношування пальців шарнірів, а в подальшому і до їх руйнування [65].

На рис. 1.16 зображено тягу коромисла противаги із зруйнованими щоками шарніру «тяга коромисла – стріла» [64]. Причиною руйнування цього шарніру є – тривала дія динамічних знакозмінних навантажень, які виникають в результаті розгойдування вантажу [64, 66].

На рис. 1.17 показаний шарнір «корінь стріли – колона» в аварійному стані [64]. Причиною цього є розфіксація та прокручування пальця шарніру 2 під дією статичних та динамічних навантажень, що діють на корінний шарнір стріли [64, 67, 68].

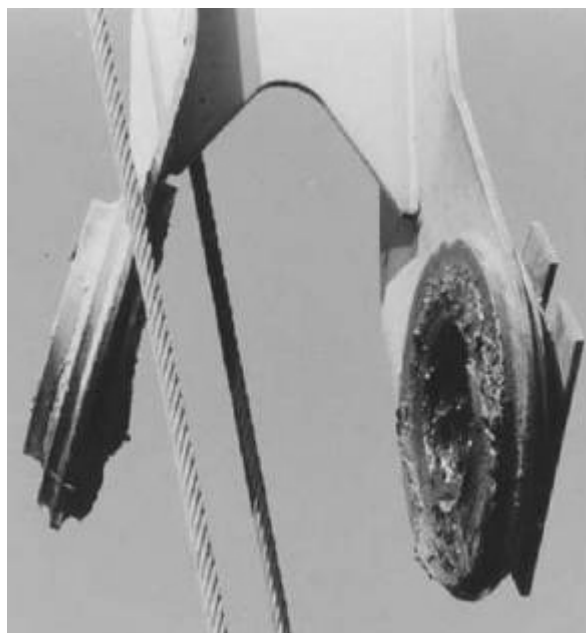


Рис. 1.16. Зруйнований шарнір «тяга коромисла–стріла».

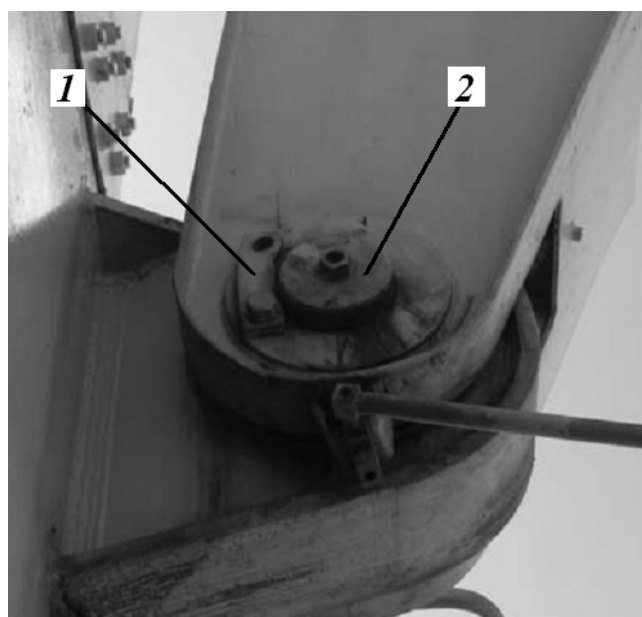


Рис. 1.17. Корінний шарнір стріли в аварійному стані: 1 – ригельна планка; 2 – палець.

Найбільш навантаженою кінематичною парою портових порталних кранів є упорно-радіальний підшипник поворотної колони. Цей вузол сприймає значні навантаження від сил тяжіння всіх елементів поворотної частини крана, динамічні

навантаження від розгойдування вантажу та внутрішніх коливань ланок стрілової системи, а також динамічні зусилля від вітрового навантаження [4, 10, 11, 13, 16, 69, 70]. Крім того, упорно-радіальний підшипник поворотної колони крана піддається ще й значному абразивному зношуванню, від попадання абразивних частинок, що призводить до його повного руйнування або ж викришування його поверхонь (рис. 1.18) [64].



а

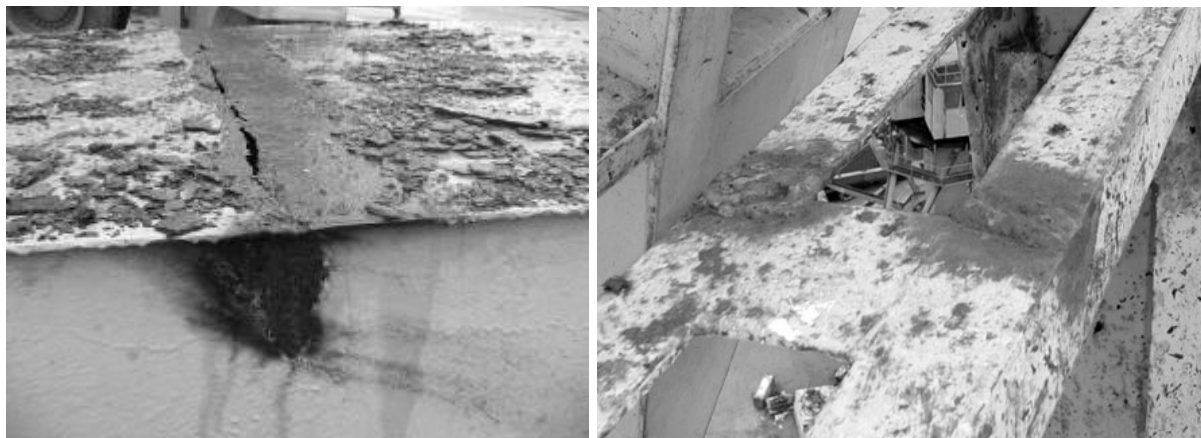


б

*Рис. 1.18. Аварія портального крана «Азовмаш»:
а) зруйнований опорний вузол поворотної колони;
б) викришений упорно-радіальний підшипник.*

Крім збільшення пружних коливань у ланках та руйнування кінематичних пар ланок, динамічні навантаження спричиняють ще й виникнення тріщин у листових елементах та зварних швах самих ланок [71, 72]. Найчастіше тріщини утворюються у місцях приварювання провусин шарнірів до листового металу самої ланки, наприклад, стріли, відтяжки, тяги механізму врівноваження, тощо. Здебільшого, тріщини виникають саме у зварних швах, а потім поширюються і на ос-

новний метал ланки, при цьому довжина тріщини може сягати 500 мм [65]. Часто тріщини утворюються у місцях стикового зварювання двох листів різної товщини, у місцях підсилення ланок за допомогою кутників та пластин (рис. 1.19), а також у місцях різкої зміни перерізу або ж скруглення ланки [73].



а

б

Рис. 1.19. Руйнування стріли крана:

а) втомлене руйнування у місцях стикування листів;

б) руйнування оголовка стріли.

Ще одним вузлом, на якому негативно відображається розгойдування вантажу, є рейковий механізм зміни вильоту. Зокрема, дуже навантаженою як статичними, так і динамічними зусиллями є зубчаста рейка та її приводна шестерня [58]. Це пов'язано з тим, що за допомогою зубчастого зачеплення «шестерня – рейка» приводиться в рух стрілова система при зміні вильоту.

В результаті цього вона навантажена як зовнішніми зусиллями від стрілової системи, так і рушійним зусиллям від приводного механізму [4, 10, 58]. Відкрите зубчасте зачеплення «шестерня – рейка», здебільшого, розраховується на витривалість при згині, та проводиться перевірка зубів шестерні на міцність при дії короткочасного максимального навантаження [74]. Однак, при збільшенні динамічних навантажень на саму стрілову систему, відбувається збільшення тривалості дії максимального навантаження на зубчасте зачеплення. Це призводить до поло-

мки зубів шестерні та передчасного виходу з ладу всього механізму зміни вильоту [4, 10, 11, 16, 17, 75].

Вказані поломки вузлів шарнірно-зчленованої стрілової системи крана дуже поширені і значно скорочують міжремонтний ресурс крана [64–69], особливо це стосується кранів, що відпрацювали свій паспортний ресурс [44, 51]. Такі поломки крана дуже трудомісткі при ремонті і, здебільшого, потребують демонтажу всієї стрілової системи або її елементів, що робить ремонт дуже тривалим і економічно дорогим.

Тому для зменшення динамічних навантажень, а відповідно і для збільшення міжремонтного циклу крана, потрібно мінімізувати ті причини або ж явища, що викликають збільшення динамічних навантажень при роботі стрілової системи (рис. 1.20).



Рис. 1.20. Шляхи зменшення динамічних навантажень у шарнірно-зчленованій стріловій системі крана.

Під мінімізацією швидкісних характеристик розуміють зменшення прискорення та ривка стрілової системи під час зміни вильоту, а, особливо, під час пере-

хідних процесів – пуску та гальмування. Одним зі шляхів зменшення динамічних навантажень є – збільшення тривалості процесів пуску або ж гальмування. Однак, застосування такого способу веде до збільшення тривалості робочого циклу крана, що суттєво знижує продуктивність перевантажувальних робіт. Особливо, це стосується випадків, коли потрібно переміщувати вантаж на відстань, яка значно менша довжини вильоту стрілової системи, тому що в цьому випадку весь цикл руху стрілової системи складається з процесів пуску та гальмування [58].

Сили інерції, що діють на ланки стрілової системи, крім прискорення центру мас, залежать ще й від маси самої ланки. Раніше порталні крани випускалися із стріловими системами фермової конструкції [1, 4, 10]. Однак значні зусилля в оголовку стріли і в хоботі, а також часте виникнення тріщин у зварних швах ферм зумовили перехід до стрілових систем із суцільними ланками коробчатої конструкції. Це зумовило значне збільшення маси ланок. Тому для зменшення сили та моменту інерції, що діє на ланки, стрілу і хобот проектують таким чином, щоб центр мас кожної з ланок співпадав або був розміщений на невеликій відстані від точки обертання ланки [4, 10, 19]. Крім того, для зменшення маси стрілової системи, в деяких кранах застосовують стрілу та хобот виготовлені із низьколегованих сталей або міцних алюмінієвих сплавів [13].

Для запобігання ударів у кінематичних парах ланок проводять вдосконалення конструкцій шарнірів із підшипниками ковзання таким чином, щоб забезпечити відсутність зазорів та люфтів у цих вузлах. Зокрема пропонується використовувати шарніри типу «сайлент-блок», конструкція яких, дозволяє поглинати динамічні удари [64]. Для покращення роботи шарнірів у деяких сучасних кранах використовуються системи примусового зм'ясування шарнірів під тиском [17, 25, 28]. Для запобігання ударам у механізмі зміни вильоту застосовують зубчасті рейки із демпферними елементами.

Для зменшення пружних характеристик ланок використовують сталі зі зменшеним коефіцієнтом пружності. Для зменшення коливань у відтяжці, вантажний канат проводять паралельно до неї, що дозволяє запобігти розтягуванню відтяжки [11]. Повністю мінімізувати коливання складних форм, що виникають у стрілі не-

можливо, в зв'язку із фізичними процесами, що призводять до їх виникнення, тому при суттєвих внутрішніх коливаннях пропонується змінити конфігурацію розташування провудин шарнірів і перемичок стріли та хобота [76].

Аналізуючи шляхи зменшення динамічних навантажень у стріловій системі крана видно, що більшість з них ґрунтується на зміні конструкції стрілової системи або ж її основних вузлів. Тому, найбільш прийнятними і дієвими способами, що дозволяють суттєво зменшити динамічні навантаження в стріловій системі є – мінімізація розгойдування вантажу при його горизонтальному переміщенні та забезпечення необхідних швидкісних характеристик руху самої стрілової системи [77].

1.5. Шляхи мінімізації розгойдування вантажу у кранах із шарнірно-зчленованою стріловою системою

Крім того, що розгойдування вантажу відбуваються у вертикальній площині його руху, вантаж коливається ще й у вертикальній площині перпендикулярній до вказаної. Однак, коливання у цій площині незначні, у порівнянні з тими, що виникають у площині руху вантажу, і при розрахунках вантажопідіймальних машин ними, здебільшого, нехтують [4, 9–11, 13–20].

Методи зменшення розгойдування вантажу умовно поділяють на три групи: маневрування роботою механізму зміни вильоту при ручному керуванні, застосування спеціальних направляючих та демпфувальних пристроїв, застосування автоматичного керування електроприводом механізму зміни вильоту стрілової системи [78].

Перший спосіб широко застосовується кранівниками-операторами при ручному керуванні, і ґрунтується на додатковому короткочасному багаторазовому включенні електродвигуна механізму зміни вильоту, що потрібно для наведення і розміщення кінцевого блока хобота над вантажем, що відхилився при розгойдуванні. Таке маневрування роботою механізму виконується після процесу розгону або ж гальмування [23, 78].

Однак, дієвість цього способу сильно погіршується у таких випадках: при горизонтальному переміщенні вантажу із високою швидкістю; при переміщенні вантажу на короткому підвісі; при переміщенні вантажу маса, якого близька до максимальної вантажопідіймальності та у випадку, коли центр мас вантажу зміщений і не знаходиться на лінії вантажного канату. Застосування такого методу змушує кранівника-оператора весь час роботи перебувати у напрузі, що спричинює його швидке стомлювання. Крім того, цей метод потребує особливих професійних навичок кранівника-оператора [58, 79].

Пристрої для зменшення коливань каната із вантажем можна, умовно, розділити на три групи.

1. Просторову запасовку канатів механізму підйому вантажу почали застосовувати ще на початку 60-х років ХХ ст. Цей метод, здебільшого, використовується у кранах прольотного типу [15, 78]. Запропоновано значну кількість пристроїв такого типу: допоміжний відтяжний канат із противагою [78]; обвідний блок з похилими допоміжними канатами [15, 78]; просторова поліспадна підвіска із траверсою для підйому контейнерів [78, 80], V-подібна просторова підвіска із розсувними блоками [15, 81].

Однак, при просторовій або V-подібній запасовці канатів суттєво збільшуються габаритні розміри та маса поліспадної системи механізму підйому вантажу, що робить недоступним проведення вантажопідіймальних робіт в умовах обмеженого простору. Крім того, застосування таких пристроїв може призвести до виникнення складної коливальної системи.

2. Пристрої з демпферними елементами, крім того, що вони протидіють виникненню коливань – ще й зменшують існуючі коливання. Пристрої такого типу, здебільшого, виконані у вигляді поліспадної системи із демпфуючими елементами. Найбільш поширені такі конструкції: шарнірно-важільний підвіс типу «нюрнберзькі ножиці» [15, 82], подвійна підвіска з демпфером на візку [83], подвійна підвіска з демпфером на вантажозахватному пристрої [84], стріловий демпфуючий пристрій для зменшення амплітуди коливань вантажу [36, 78], поворотний заспокоювач коливань [45, 85].

До недоліків пристроїв такої конструкції можна віднести – збільшені габаритні розміри та маса, наявність пружних елементів, що збільшують автоколивання всієї системи, а також складність системи керування виконавчими механізмами.

3. Модернізація конструкції механізму підйому або горизонтального переміщення вантажу. Одним із таких пристроїв є механізм горизонтального переміщення із внутрішнім автоколивальним контуром. Суть роботи цього механізму полягає у створенні вимушених коливань вантажного канату, які знаходяться у протифазі до коливань канату, що виникають при переміщенні вантажу. Ці коливання здійснюються додатковим електродвигуном, що встановлений паралельно до основного [86, 87].

Недоліками роботи такого механізму є – підвищена енергоємність процесу переміщення вантажу, збільшена маса приводного механізму та складність керування [88]. Крім того, вимушуючі коливання канату стають причиною збільшених динамічних навантажень на ланки стрілової системи.

Вказані три групи пристроїв для зменшення коливань мають велику кількість конструкцій та різновидів. Але їх робота, здебільшого, ґрунтується на зменшенні коливань, що вже виникли.

Найбільш раціональною та досконалою, вважається така система, яка б не допускала виникнення коливань вантажу в процесі його горизонтального переміщення [89]. Цю задачу вирішують за допомогою систем автоматичного керування електродвигуном механізму зміни вильоту стрілової системи. Всі системи автоматичного керування виконавчими механізмами кранів, класифікують за принципом керування та за керованим параметром (рис. 1.21) [78, 90].

Керування крутним моментом приводу може виконуватися за допомогою муфт граничного крутного моменту. Автоматичні керовані муфти, здебільшого, застосовуються в кранах прольотного типу. Така муфта забезпечує, на приводах механізмів підйому та горизонтального переміщення, крутний момент, що пропорційний до натягу вантажного кантату, а відповідно, й до маси вантажу. Тому, крутний момент лінійно залежить від маси піднятого вантажу, а враховуючи це –

величина прискорень переміщення або підйому обмежується в залежності від на- тягу вантажного каната [78]. Дослідженнями та вдосконаленнями цього та інших методів усунення коливань за допомогою керування крутним моментом приводу займались М.М. Перельмутер, Я.Л. Геронімус та Л.М. Поляков [91]. Для прольот- них кранів, ними була встановлена функція коливань вантажу на гнучкому підві- сі, яка мала вигляд полінома, що включає в себе крутний момент на приводному механізмі. Це дозволило, у диференціальному рівнянні коливань вантажу, мінімі- зувати середньоквадратичне значення похідної вищого порядку [91, 92].



Рис. 1.21. Класифікація систем автоматичного керування.

Автоматичне гальмування при горизонтальному переміщенні вантажу в шарнірно-зчленованій стріловій системі складається із трьох періодів: попереднє гальмування електродвигуна, рух стрілової системи по інерції, гальмування механізму зміни вильоту до його повної зупинки [78]. Дослідженню ступінчастого гальмування та встановленню тривалості кожного із трьох етапів, а також визначенню гальмівного моменту на цих етапах присвячено працю М.Н. Рунова [93]. Конс-

трукції гальмівних пристроїв, що використовуються для такого гальмування приведені в роботах О.І. Вольченка [94, 95].

В.Н. Кустовой, для інтенсивного гасіння коливань у порталних мостових перевантажувачах, пропонує використовувати автоматичні системи керування нормально-замкненим гальмом механізму пересування вантажної каретки [96].

У праці [97] наведено способи керування механізмом пересування вантажної каретки прольотного крана, що запобігають виникненню коливань вантажу, та суттєво зменшують коливання, що вже виникли. Описані способи дозволяють розігнати вантажний візок від початкової швидкості до заданої за допомогою поділу часу розгону на три інтервали. Часові інтервали підібрані таким чином, що тривалість першого та третього інтервалів рівні.

Також було запропоновано метод автоматичного керування, що дозволяє переміщувати вантаж по горизонталі, за допомогою зміни прискорення точки підвісу протягом всього часу переміщення вантажу [98]. Причому були отримані закони керування для руху як при розгоні, так і при гальмуванні.

М.С. Комаров [99], С.А. Казак [100], Б.С. Ковальський [101] у своїх дослідженнях пропонують такий метод зменшення коливань, що вже виникли – провести гальмування або ж розгін візка за час, який кратний періоду коливань вантажу на гнучкому підвісі. При цьому, керуюча дія спрямована на гальмівні пристрої. Однак, ці рекомендації наведені, лише для кранів прольотного типу.

Керування механізмом зміни вильоту вантажу за кутом відхилення вантажного канату ведеться протягом всього циклу переміщення. До цього методу можна віднести керування електромагнітним гальмом та постійне керування електродвигуном.

У праці [78] описано спосіб ступінчастого керування гальмівним моментом, керуючий сигнал подається від кінцевих перемикачів.

О.В. Григоров та В.С. Ловейкін описують методи як ступінчастого, так і плавного керування приводом механізму переміщення вантажної каретки прольотних кранів за допомогою тиристорних та мікроконтролерних систем керування [102, 103]. При цьому В.С. Ловейкін встановив закони керування електроприво-

дом, проводячи мінімізацію оптимізаційних критеріїв [19, 46-48, 104]. В описаних методах керуючий сигнал може бути спрямований як на електромагнітне гальмо, так і на електродвигун. При цьому, інтенсивність керуючої дії залежить від величини кута відхилення вантажного канату від вертикалі [58, 78, 102].

У роботах [105-108] проведено дослідження коливань вантажу на гнучкому підвісі у стріловому баштовому крані. Проведено дослідження коливань вантажу при виконанні краном всіх операцій, з урахуванням власних коливань стріли і башти крана. А також наведено алгоритм керування виконавчими механізмами, що дозволяє суттєво мінімізувати коливання вантажу.

Р.П. Герасим'як, К.П. Здрозис, О.В. Найденко, Л.В. Мельникова у своїх роботах досліджують виникнення коливань вантажу на перехідних режимах роботи механізмів переміщення прольотних кранів [109], механізмів переміщення вантажної каретки [110] і повороту стріли стрілового крана [111, 112], а також при сумісній роботі механізмів повороту та переміщення для стрілового крана [113]. Крім того, у цих роботах проведено аналіз впливу роботи крана на динаміку електродвигуна приводу та електромеханічної системи в цілому [114-118]. Також наведено можливості використання частотних перетворювачів для оптимального керування електродвигунами виконавчих механізмів кранів, що дозволяє мінімізувати коливання вантажу [119-121]. Для встановлення законів оптимального керування вказані вчені пропонують використовувати принцип максимуму Понтрягіна [121, 123].

Л.В. Мельникова та А.Г. Тепляков у своїх працях [124, 125] наводять рекомендації, щодо практичної реалізації оптимального керування як за допомогою тиристорного, так і частотного керування електроприводом механізмів крана.

Будіков Л.Я досліджує вплив гальмування механізмів крана, за допомогою противмикання електродвигунів, на динаміку руху вантажопідйомних кранів [126]. У праці [127] доводиться, що при виборі оптимальних гальмівних механічних характеристик суттєво знижуються динамічні навантаження на металоконструкцію крана.

Свіргун В.П. у своїх дослідженнях [128] приводить закони керування рухом візка крана, які містять мінімальне число ступенів перемикачів керувань, при яких візок з підвішеним вантажем переміщується на задану відстань з усуненням розгойдувань вантажу. Ці закони отримані за допомогою використання принципу максимуму, і в них задаються обмеження по величині для приводного зусилля, для швидкості та прискорення візка, а також для кута відхилення вантажного канату від вертикалі.

Панкратов А.І. [129, 130] пропонує адаптивну систему автоматичного керування прольотним краном, яка дозволяє демпфувати коливання вантажу при сумісній роботі механізмів переміщення та підйому вантажу за допомогою зворотного зв'язку. Подібний метод зменшення коливань із урахуванням кутової швидкості вантажного канату наведено у дослідженнях [131-133].

У працях [134-137] проведено дослідження виникнення коливань вантажу, в прольотному крані, з урахуванням пружних характеристик підвісу, а також проведено аналіз систем оптимального керування, що дозволяють уникнути виникнення коливань вантажу.

Питанню прямого керування крутним моментом електродвигуна присвятили свої праці В.М. Перельмутер [138], Л.Г. Лимонов, В.П. Моргуліс та А.М. Нетеса [139, 140]. В них описується використання частотних перетворювачів, які дозволяють керувати, безпосередньо, крутним моментом асинхронних електродвигунів. Можливості гальмування промислових асинхронних електродвигунів при керуванні гальмом та електродвигуном за допомогою частотного перетворювача висвітлено у праці [141].

Значний внесок при дослідженні кінематики руху шарнірно-зчленованих стрілових систем та дослідженню процесу виникнення коливань, при зміні вильоту таких систем, зроблено іноземними вченими [142-145]. При цьому значна увага приділяється, так званим, лемніскат-кранам, які є одним із різновидів кранів з хитною укосиною [143, 144, 146].

Висновки до першого розділу

За результатами проведеного аналізу літературних джерел зроблено наступні висновки:

- ефективність кранів із шарнірно-зчленованою стріловою системою є широким комплексним поняттям, причому, для збереження встановленої ефективності та її підвищення, потрібно забезпечити збільшення робочих швидкостей крана, покращити точність позиціонування вантажу, зменшити динамічні навантаження на металоконструкцію крана, а відповідно і підвищити ергономічність і надійність стрілової системи та крана в цілому;

- основними шляхами зменшення динамічних навантажень на ланки стрілової системи та вузли механізму зміни вильоту, є мінімізація впливу швидкісних факторів та зменшення інерційності рухомих ланок шарнірно-зчленованої стрілової системи. Для практичної реалізації цих шляхів потрібно здійснювати горизонтальне переміщення вантажу таким чином, щоб суттєво мінімізувати коливання вантажу, як на ділянках перехідних процесів, так і під час усталеного руху;

- в наш час використовується значна кількість способів, які дозволяють мінімізувати коливання вантажу або ж запобігти їх виникненню. Однак, більшість цих способів призначені для використання в прольотних та баштових кранах, де існує лінійна залежність між кутовою координатою ротора електродвигуна та лінійною координатою вантажної каретки. При цьому, питанням дослідження та зменшення коливань вантажу при зміні вильоту в шарнірно-зчленованій стріловій системі присвячена незначна кількість праць, а рух такої системи при перехідних режимах, взагалі, досліджувався на спрощеній динамічній моделі.

РОЗДІЛ 2

ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНИХ ЗАКОНІВ РУХУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТРІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА ПРИ ГОРИЗОНТАЛЬНОМУ ПЕРЕМІЩЕННІ ВАНТАЖУ

2.1. Побудова динамічної моделі шарнірно-зчленованої стрілової системи крана

Для проведення теоретичних досліджень, направлених на оптимізацію режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана при переміщенні вантажу, підвішеного на гнучкому підвісі, постає задача побудови розгорнутої динамічної моделі вказаної системи. Така модель потрібна для запису рівнянь руху стрілової системи під час зміни її вильоту.

Динамічна модель машини, вважається придатною до використання, якщо вона задовольняє дві головні вимоги: модель повинна відображати досліджувані фізичні характеристики реальної машини, а зв'язки між ланками моделі повинні відповідати зв'язкам у реальній машині; модель повинна бути, якомога простішою, але при цьому не повинно відбуватись спотворення реальних фізичних процесів, що протікають в машині [58].

Перш за все, при побудові динамічної моделі стрілової системи, потрібно визначити ті фізичні характеристики реальної машини, які мають суттєвий вплив на рух стрілової системи під час зміни вильоту. Тими ж характеристиками, які незначно впливають на рух стрілової системи, здебільшого нехтують, щоб не ускладнювати запис рівнянь руху машини [147, 148-150].

При побудові динамічної моделі стрілової системи крана використано такі припущення:

- стрілова система представлена механічною системою з абсолютно жорсткими ланками, в яких неможливе виникнення внутрішніх коливань і не відбувається розсіювання енергії;

- при розрахунках не враховуються маси обвідних блоків, канатів, зубчастої рейки, тяг і коромисел механізму врівноваження, тощо, оскільки їх маси суттєво малі, порівняно з масами інших ланок;
- вважається, що стрілова система повністю врівноважена рухомою противагою;
- рух стрілової системи з вантажем, а також рух механізму зміни вильоту відбувається лише у одній площині – вертикальній;
- вантажний канат не розтягується і приймається як пряма абсолютно жорстка ланка, в якій відсутній внутрішній прогин;
- точка підвісу вантажу до канату та центр мас вантажу співпадають;
- кінцева точка хобота (вісь обвідного блока), а відповідно й вантаж рухаються по горизонталі при зміні вильоту стрілової системи;
- центр мас хобота співпадає з шарніром «стріла-хобот».

Вказані припущення дозволяють суттєво спростити динамічну модель стрілової системи, а відповідно і розв'язок її математичної моделі та незначно впливають на точність розрахунків [75]. Прийняті припущення дозволяють отримати теоретичний результат в межах встановленої точності [58, 88, 148].

У відповідності з наведеними припущеннями та з урахуванням конструкції реальної стрілової системи побудовано динамічну модель шарнірно-зчленованої стрілової системи крана (рис. 2.1). За основу було взято стрілову систему, вантажний канат якої проходить паралельно до жорсткої відтяжки. До її складу входять такі ланки: 1 – стріла; 2 – хобот в зборі з контрхоботом; 3 – жорстка відтяжка; 4 – рухома противага; 5 – вантаж; 6 – ротор електро-двигуна приводу механізму зміни вильоту.

Динамічна модель характеризується геометричними та інерційними параметрами. До першої групи належать: L – довжина стріли; l – довжина хобота; r – довжина контрхобота; R – довжина відтяжки; H – висота підвісу вантажу над нижнім шарніром стріли; R_0 – радіус кінцевого обвідного блока хобота; \mathbf{a} – кутлова координата стріли; y_1, y_2, y_4 – вертикальні координати центрів мас, відпо-

відно: стріли, хобота та протываги; $x_2, x_5 = x$ – горизонтальні координати центрів мас, відповідно: хобота та вантажу; x_D – горизонтальна координата осі кінцевого блока хобота; j_2, j_3, j_4 – кутові координати, відповідно: хобота, відтяжки та коромисла протываги; j_6 – кутова координата ротора електродвигуна; U – кут відхилення вантажного канату від вертикалі. До інерційних параметрів стрілової системи, а відповідно і динамічної моделі належать: m_1, m_2, m_3, m_4, m – маси, відповідно: стріли, хобота в зборі з контрхоботом, відтяжки, протываги та вантажу; J_1, J_2, J_3, J_4, J_6 – моменти інерції відносно власних осей обертання, відповідно: стріли, хобота, відтяжки, протываги та ротора електродвигуна.

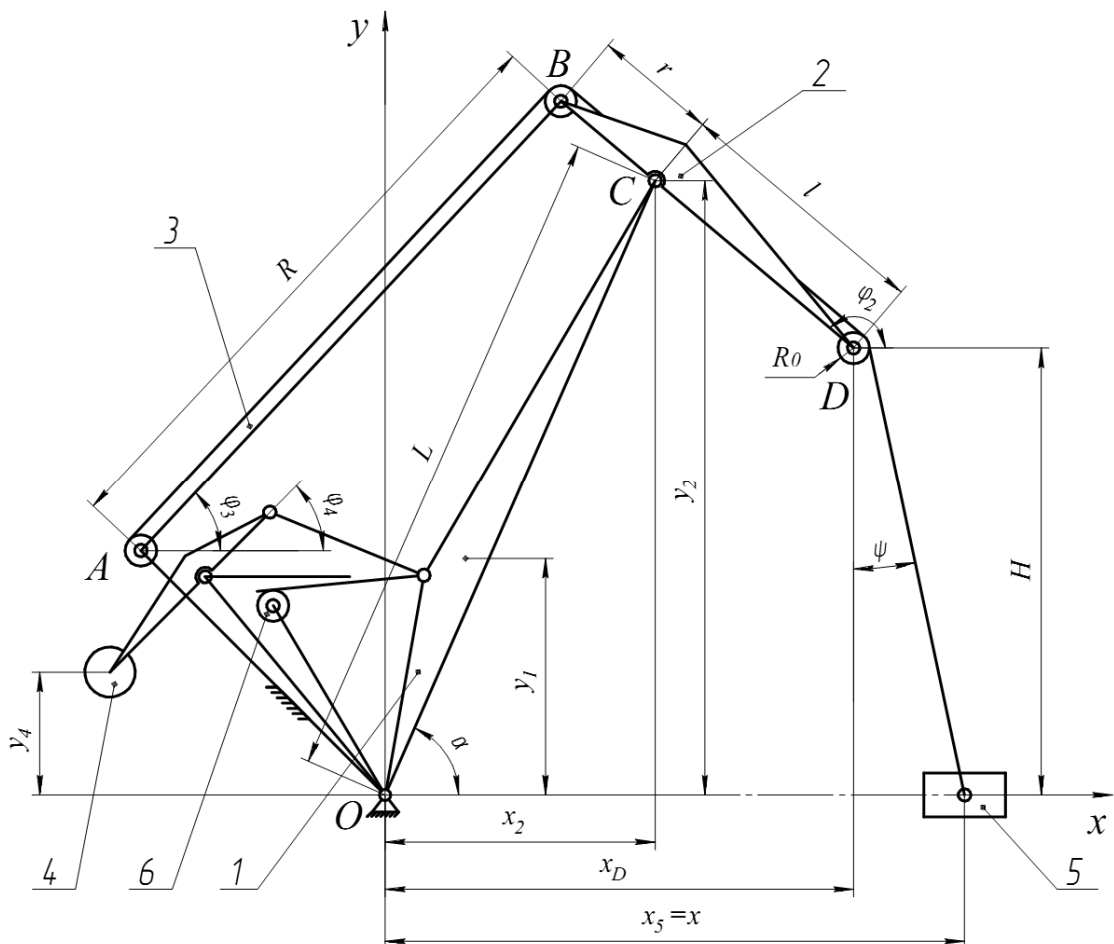


Рис. 2.1. Динамічна модель стрілової системи крана

За узагальнені координати побудованої динамічної моделі стрілової системи прийняті координати α та x [156].

Вказана динамічна модель побудована для шарнірно-зчленованої стрілової системи крана МАРК 40 [2, 5, 25], яка має наступні технічні характеристики:

1. кінематичні:
 - мінімальний виліт $S_{\min} = 7,4 м$;
 - максимальний виліт $S_{\max} = 30 м$;
 - кут нахилу стріли до горизонту при мінімальному вильоті стрілової системи $\alpha_{\min} = 75^{\circ} = 1,309 рад$;
 - кут нахилу стріли до горизонту при максимальному вильоті стрілової системи $\alpha_{\max} = 40^{\circ} = 0,698 рад$;
 - середня швидкість зміни вильоту $V = 1,05 м/с$;
 - середній час зміни вильоту від мінімального значення до максимального $t_1 = 22 с$;
 - час розгону стрілової системи до усталеного руху $t_p = 3 с$;
 - час гальмування стрілової системи $t_r = 3 с$;
 - потужність електродвигуна приводу механізму зміни вильоту $P = 20 кВт$;
 - номінальна кутова швидкість ротора електродвигуна $\omega_H = 102,1 с^{-1}$;
 - синхронна кутова швидкість ротора електродвигуна $\omega_0 = 104,72 с^{-1}$;
 - критична кутова швидкість ротора електродвигуна $\omega_{KP} = 92,73 с^{-1}$;
 - пусковий момент електродвигуна $M_H = 280,1 Н \times м$;
 - передаточне число приводного механізму $i = 212$;
2. геометричні:
 - довжина стріли $L = 25,76 м$;
 - довжина хобота $l = 10,16 м$;

- довжина контрхобота $r = 2,51м$;
- довжина відтяжки $R = 21,33м$;
- радіус кінцевого блока хобота $R_0 = 0,5м$;
- довжина підвісу вантажу $H = 14,7м$;
- довжина опорного стояка відтяжки $a_3 = 8м$;
- довжина опорного стояка противаги $a_4 = 8м$;
- довжина опорного стояка приводного механізму $a_6 = 6м$;
- довжина стрілового плеча механізму врівноваження $b_4 = 6м$;
- довжина стрілового плеча приводного механізму $b_6 = 7м$;
- довжина тяги механізму врівноваження $c = 4м$;
- довжина тягового плеча противаги $d = 2,5м$;
- довжина кронштейна противаги $e = 3,3м$;
- радіус ділительного кола приводної шестерні механізму зміни вильоту
 $R_6 = 0,175м$;
- коефіцієнт поділу стріли її центром мас $l_1 = 0,44$;
- коефіцієнт поділу хобота його центром мас $l_2 = 0,32$;
- коефіцієнт поділу відтяжки її центром мас $l_3 = 0,5$;
- кут нахилу до горизонту опорного стояка відтяжки
 $Q_3 = 75^0 = 1,309 рад$;
- кут нахилу до горизонту опорного стояка противаги
 $Q_4 = 75^0 = 1,309 рад$;
- кут нахилу до горизонту опорного стояка приводного механізму
 $Q_6 = 80^0 = 1,4 рад$;
- кут розхилу стріли $\eta_1 = 15^0 = 0,2618 рад$;
- кут розхилу хобота $\eta_2 = 180^0 = p рад$;

- кут розхилу коромисла протываги $m_4 = 160^0 = 2,791rad$;

3. інерційні:

- маса стріли $m_1 = 12650кг$;
- маса хобота в зборі з контрхоботом $m_2 = 5423кг$;
- маса відтяжки $m_3 = 3114кг$;
- маса протываги $m_4 = 13525кг$;
- середня маса вантажу $m = 20000кг$;
- момент інерції стріли відносно її осі обертання $J_1 = 2856000кг \times м^2$;
- момент інерції хобота відносно його осі обертання $J_2 = 118900кг \times м^2$;
- момент інерції відтяжки відносно її осі обертання $J_3 = 413600кг \times м^2$;
- момент інерції протываги відносно її осі обертання

$$J_4 = 491300кг \times м^2 ;$$

- момент інерції ротора електродвигуна відносно його осі обертання

$$J_6 = 1,1кг \times м^2 ;$$

2.2. Запис математичної моделі для шарнірно-зчленованої стрілової системи крана при горизонтальному переміщенні вантажу

При вмиканні електродвигуна механізму зміни вильоту стрілової системи, відбувається зміна кутової координати \dot{J}_6 ротора електродвигуна б, а відповідно і стріла 1 також змінює своє положення, яке визначається координатою **a** (рис. 2.1). Зміна положення стріли призводить до зміни положення інших ланок, які визначаються координатами: хобота – \dot{J}_2 і U_2 , відтяжки – \dot{J}_3 , рухомої протываги – \dot{J}_4 , вантажу – x . За рахунок дії сил інерції і сили власної ваги – вантаж не тільки змінює своє положення, яке визначається горизонтальною координатою точки *D* і висотою підвісу вантажу *H*, але й здійснює коливання у вертикальній площині навколо точки *D*, які визначаються координатою *У*.

Для складання рівнянь руху цієї динамічної моделі стрілової системи використано рівняння Лагранжа другого роду [152, 153], які мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{a}}} - \frac{\partial T}{\partial \mathbf{a}} &= Q_a; \\ \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\mathbf{x}}} - \frac{\partial T}{\partial \mathbf{x}} &= Q_x, \end{aligned} \quad (2.1)$$

де t – час;

\mathbf{a} , \mathbf{x} – узагальнені координати системи;

$\dot{\mathbf{a}}$, $\dot{\mathbf{x}}$ – їхні швидкості;

T – кінетична енергія системи;

Q_a , Q_x – узагальнені сили, які відповідають узагальненим координатам, відповідно \mathbf{a} та \mathbf{x} .

Кінетична енергія під час руху стрілової системи, визначається залежністю:

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} J_1 \dot{\mathbf{a}}^2 + \frac{1}{2} m_2 (\dot{\mathbf{x}}_2^2 + \dot{\mathbf{x}}_2^2) + \frac{1}{2} J_2 j_2^2 + \\ &+ \frac{1}{2} J_3 j_3^2 + \frac{1}{2} J_4 j_4^2 + \frac{1}{2} m \dot{\mathbf{x}}^2 + \frac{1}{2} J_6 j_6^2, \end{aligned} \quad (2.2)$$

де J_1 , J_2 , J_3 , J_4 , J_6 – моменти інерції відносно їх осей обертання, відповідно: стріли, хобота, відтяжки, рухомої протизваги та ротора електродвигуна;

m , m_2 – маси відповідно вантажу і хобота в зборі з контрхоботом;

$\dot{\mathbf{a}}$, j_2 , j_3 , j_4 , j_6 – кутові швидкості, відповідно: стріли, хобота, відтяжки, коромисла рухомої протизваги і ротора електродвигуна;

$\dot{\mathbf{x}}$, $\dot{\mathbf{x}}_2$, $\dot{\mathbf{x}}_2$ – складові лінійних швидкостей центрів мас вздовж осей X і Y, відповідно вантажу та хобота.

Кутові та лінійні швидкості ланок та окремих точок пов'язані з узагальненими координатами та швидкостями наступними співвідношеннями:

$$\begin{aligned} \dot{j}_2 &= a \frac{\partial j_2}{\partial a}; \dot{j}_3 = a \frac{\partial j_3}{\partial a}; \dot{j}_4 = a \frac{\partial j_4}{\partial a}; \\ \dot{j}_6 &= a \frac{\partial j_6}{\partial a}; \dot{x}_2 = a \frac{\partial x_2}{\partial a}; \dot{y}_2 = a \frac{\partial y_2}{\partial a}, \end{aligned} \quad (2.3)$$

де $\frac{\partial j_2}{\partial a}$; $\frac{\partial j_3}{\partial a}$; $\frac{\partial j_4}{\partial a}$; $\frac{\partial j_6}{\partial a}$; $\frac{\partial x_2}{\partial a}$; $\frac{\partial y_2}{\partial a}$ – оператори передачі руху першого порядку [152], які в теорії механізмів і машин отримали назву перших передаточних функцій [58] або ж аналогів швидкостей [155].

Після підстановки залежностей (2.3) у вираз кінетичної енергії (2.2) отримаємо:

$$T = \frac{J_0 \dot{a}^2}{2} + \frac{m \dot{a}^2}{2}, \quad (2.4)$$

де J_0 – момент інерції стрілової системи (без вантажу) та приводного механізму, зведений до осі повороту стріли.

Його можна визначити за допомогою залежності:

$$\begin{aligned} J_0 &= J_1 + J_2 \frac{\partial j_2}{\partial a} \frac{\partial j_2}{\partial a} + m_2 \frac{\partial x_2}{\partial a} \frac{\partial x_2}{\partial a} + \frac{\partial y_2}{\partial a} \frac{\partial y_2}{\partial a} + \\ &+ J_3 \frac{\partial j_3}{\partial a} \frac{\partial j_3}{\partial a} + J_4 \frac{\partial j_4}{\partial a} \frac{\partial j_4}{\partial a} + J_6 \frac{\partial j_6}{\partial a} \frac{\partial j_6}{\partial a}. \end{aligned} \quad (2.5)$$

Узагальнені сили визначаються за принципом можливих переміщень [152]. І для досліджуваної стрілової системи, з урахуванням припущень вказаних у підрозділі 2.1, набудуть вигляду [156]:

$$\begin{cases} \ddot{Q}_a = M \frac{\eta_j}{\eta_a} + mg \frac{x - x_D}{H} \frac{\eta_{x_D}}{\eta_a}; \\ \ddot{Q}_x = -mg \frac{x - x_D}{H}, \end{cases} \quad (2.6)$$

де M – рушійний момент на валу електродвигуна;

g – прискорення вільного падіння.

Підставивши вираз кінетичної енергії (2.4) та систему виразів узагальнених сил (2.6) в систему рівняння Лагранжа другого роду (2.1), отримаємо диференціальні рівняння руху шарнірно-зчленованої стрілової системи в процесі зміни її вильоту:

$$\begin{cases} \ddot{J}_0 + \frac{1}{2} \frac{\eta_{J_0}}{\eta_a} = M \frac{\eta_j}{\eta_a} + mg \frac{x - x_D}{H} \frac{\eta_{x_D}}{\eta_a}; \\ \ddot{m} = -mg \frac{x - x_D}{H}. \end{cases} \quad (2.7)$$

Причому,

$$\begin{aligned} \frac{\eta_{J_0}}{\eta_a} = & 2 \frac{\dot{e}}{e} J_2 \frac{\eta_j}{\eta_a} \frac{\eta_j^2}{\eta_a^2} + m_2 \frac{c}{e} \frac{\eta_{x_2}}{\eta_a} \frac{\eta_{x_2}^2}{\eta_a^2} + \frac{\eta_{y_2}}{\eta_a} \frac{\eta_{y_2}^2}{\eta_a^2} \ddot{\vartheta} + \\ & + J_3 \frac{\eta_j}{\eta_a} \frac{\eta_j^2}{\eta_a^2} + J_4 \frac{\eta_j}{\eta_a} \frac{\eta_j^2}{\eta_a^2} + J_6 \frac{\eta_j}{\eta_a} \frac{\eta_j^2}{\eta_a^2} \ddot{\psi}, \end{aligned} \quad (2.8)$$

де η_j^2/η_a^2 ; $\eta_{x_2}^2/\eta_a^2$; $\eta_{y_2}^2/\eta_a^2$; η_j^2/η_a^2 ; η_j^2/η_a^2 ; η_j^2/η_a^2 – оператори передачі руху другого порядку [152], які в теорії механізмів і машин отримали назву других передаточних функцій [58] або ж аналогів прискорень [155].

Використовуючи друге рівняння системи (2.7) визначимо різницю між горизонтальною координатою центру мас вантажу і горизонтальною координатою вісі кінцевого блока хобота – точка D (рис. 2.1):

$$Dx = x - (x_D + R_0) = x - x_D - R_0 = -\frac{H}{g} \ddot{\alpha} - R_0, \quad (2.9)$$

де R_0 – радіус кінцевого блока хобота.

Оскільки, стріла шарнірно з'єднана з іншими ланками стрілової системи, які теж впливають на характер руху вантажу, то визначено кінематичні характеристики для кожної ланки окремо. Для цього записано вирази для координат, швидкостей, прискорень центрів мас, а також перші передаточні функції відносно кута повороту стріли α [19, 153], для таких ланок: хобот, відтяжка, противага, вантаж, ротор електродвигуна механізму приводу та вантаж [153].

Стріла здійснює обертальний рух, тому положення центру мас знаходиться за допомогою вертикальної координати з урахуванням кута α :

$$\begin{aligned} y_1 &= L l_1 \sin \alpha ; \\ \dot{y}_1 &= L l_1 \cos \alpha \dot{\alpha} ; \\ \ddot{y}_1 &= -L l_1 \sin \alpha \ddot{\alpha} + L l_1 \cos \alpha \dot{\alpha}^2 ; \\ \frac{\ddot{y}_1}{\ddot{\alpha}} &= L l_1 \cos \alpha , \end{aligned} \quad (2.10)$$

де $\ddot{\alpha}$ – кутове прискорення стріли.

Хобот здійснює плоскопаралельний рух, який описується за допомогою трьох координат:

- вертикальна:

$$\begin{aligned}
y_2 &= L \sin \alpha - l_2 \sin j_2; \\
\dot{y}_2 &= L \cos \alpha \dot{\alpha} - l_2 \sin j_2 \dot{j}_2; \\
\ddot{y}_2 &= -L \sin \alpha \dot{\alpha}^2 + L \cos \alpha \ddot{\alpha} + l_2 \sin j_2 \dot{j}_2^2 - l_2 \cos j_2 \dot{j}_2 \ddot{j}_2; \\
\frac{\dot{y}_2}{\dot{\alpha}} &= L \cos \alpha - l_2 l_2 \frac{\dot{j}_2}{\dot{\alpha}} \cos j_2,
\end{aligned} \tag{2.11}$$

де j_2 – кутова координата хобота (кут нахилу хобота до горизонту);

- горизонтальна:

$$\begin{aligned}
x_2 &= L \cos \alpha - l_2 \cos j_2; \\
\dot{x}_2 &= -L \sin \alpha \dot{\alpha} + l_2 \sin j_2 \dot{j}_2; \\
\ddot{x}_2 &= -L \cos \alpha \dot{\alpha}^2 - L \sin \alpha \ddot{\alpha} + l_2 \cos j_2 \dot{j}_2^2 + l_2 \sin j_2 \dot{j}_2 \ddot{j}_2; \\
\frac{\dot{x}_2}{\dot{\alpha}} &= -L \sin \alpha + l_2 l_2 \frac{\dot{j}_2}{\dot{\alpha}} \sin j_2;
\end{aligned} \tag{2.12}$$

- кутова:

$$\begin{aligned}
j_2 &= \rho - \arccos \frac{S_2^2 + r^2 - R^2}{2S_2 r} - \arccos \frac{S_2^2 + L^2 - a_3^2}{2S_2 L} + \alpha; \\
\dot{j}_2 &= 2 \frac{r}{\sqrt{4 - \frac{S_2^2 + r^2 - R^2}{S_2 r}}} \dot{\alpha} + 2 \frac{L}{\sqrt{4 - \frac{S_2^2 + L^2 - a_3^2}{S_2 L}}} \dot{\alpha} + \dot{\alpha};
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
j_{22} &= 2 \frac{\frac{S_2}{r} - \frac{S_2}{S_2 r} + \frac{(S_2^2 + r^2 - R^2) S_2}{S_2^3 r} - \frac{(S_2^2 + r^2 - R^2) S_2}{2 S_2^2 r}}{\sqrt{4 - \frac{(S_2^2 + r^2 - R^2)^2}{S_2^2 r^2}}} - \\
&- \frac{\frac{S_2}{r} - \frac{(S_2^2 + r^2 - R^2) S_2}{2 S_2^2 r}}{\sqrt{4 - \frac{(S_2^2 + r^2 - R^2)^2}{S_2^2 r^2}}} + 4 \frac{(S_2^2 + r^2 - R^2) S_2}{S_2 r^2} + 2 \frac{(S_2^2 + r^2 - R^2)^2 S_2}{S_2^3 r^2} + \\
&+ 2 \frac{\frac{S_2}{L} - \frac{S_2}{S_2 L} + \frac{(S_2^2 + L^2 - a_3^2) S_2}{S_2^3 L} - \frac{(S_2^2 + L^2 - a_3^2) S_2}{2 S_2^2 L}}{\sqrt{4 - \frac{(S_2^2 + L^2 - a_3^2)^2}{S_2^2 L^2}}} - \\
&- \frac{\frac{S_2}{L} - \frac{(S_2^2 + L^2 - a_3^2) S_2}{2 S_2^2 L}}{\sqrt{4 - \frac{(S_2^2 + L^2 - a_3^2)^2}{S_2^2 L^2}}} + 4 \frac{(S_2^2 + L^2 - a_3^2) S_2}{S_2 L^2} + 2 \frac{(S_2^2 + L^2 - a_3^2)^2 S_2}{S_2^3 L^2} + \\
\frac{j_{22}}{a} &= 2 \frac{\frac{S_2 / a}{r} - \frac{(S_2^2 + r^2 - R^2) S_2 / a}{2 S_2^2 r}}{\sqrt{4 - \frac{(S_2^2 + r^2 - R^2)^2}{S_2^2 r^2}}} + \\
&+ 2 \frac{\frac{S_2 / a}{L} - \frac{(S_2^2 + L^2 - a_3^2) S_2 / a}{2 S_2^2 L}}{\sqrt{4 - \frac{(S_2^2 + L^2 - a_3^2)^2}{S_2^2 L^2}}} + 1, \tag{2.13}
\end{aligned}$$

де S_2 – характеристична відстань між протилежними точками A і C шарнірного чотириланковика (на рис. 2.2 вказана штриховою лінією).

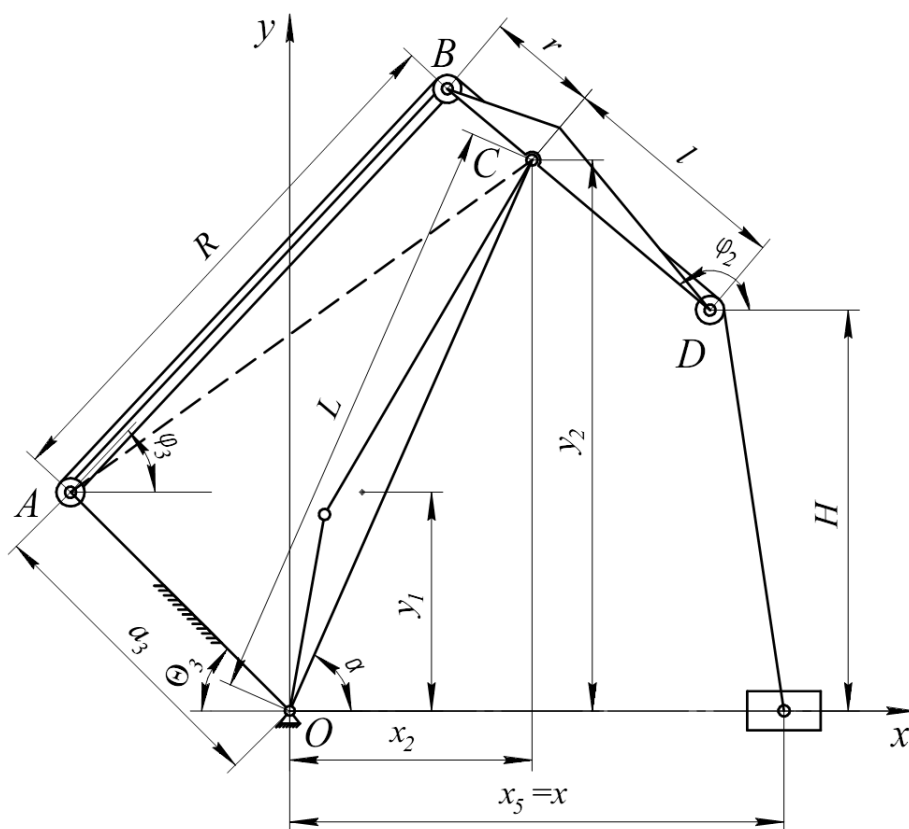


Рис. 2.2. Схема стрілової системи для визначення координат центрів мас ланок (механізми приводу та рівноваження умовно не показані)

Також визначено кінематичні характеристики зміни відстані S_2 :

$$S_2 = \sqrt{a_3^2 + L^2 + 2a_3L \cos(Q_3 + a)};$$

$$\dot{S}_2 = - \frac{a_3 L}{S_2} \sin(Q_3 + a) \dot{a}_3$$

$$\ddot{S}_2 = \frac{a_3 L}{S_2^2} \sin(Q_3 + a) \dot{a}_3^2 - \frac{a_3 L}{S_2} \cos(Q_3 + a) \ddot{a}_3 - \frac{a_3 L}{S_2} \sin(Q_3 + a) \dot{a}_3^2$$

$$\frac{\ddot{S}_2}{\dot{a}_3} = - \frac{a_3 L}{S_2} \sin(Q_3 + a). \quad (2.14)$$

Відтяжка здійснює обертальний рух, який опишемо за допомогою двох координат:

- вертикальна:

$$\begin{aligned}
 y_3 &= l_3 R \sin j_3 + a_3 \sin Q_3; \\
 x_3 &= l_3 R \cos j_3 \cdot \dot{j}_3; \\
 \dot{x}_3 &= -l_3 R \sin j_3 \cdot \dot{j}_3^2 + l_3 R \cos j_3 \cdot \ddot{j}_3; \\
 \frac{\ddot{y}_3}{\ddot{a}} &= l_3 R \frac{\ddot{j}_3}{\ddot{a}} \cos j_3,
 \end{aligned} \tag{2.15}$$

де j_3 – кутова координата відтяжки (кут нахилу відтяжки до горизонту);

- кутова:

$$\begin{aligned}
 j_3 &= \arccos \frac{a_3^2 - L^2 + S_2^2}{2a_3 S_2} + \arccos \frac{R^2 - r^2 + S_2^2}{2RS_2} - Q_3; \\
 \dot{j}_3 &= -2 \frac{\frac{S_2}{a_3} \frac{(a_3^2 - L^2 + S_2^2) S_2}{2a_3 S_2^2}}{\sqrt{4 - \frac{a_3^2 - L^2 + S_2^2}{a_3 S_2}}} - 2 \frac{\frac{S_2}{RS_2} \frac{(R^2 - r^2 + S_2^2) S_2}{2RS_2^2}}{\sqrt{4 - \frac{R^2 - r^2 + S_2^2}{RS_2}}}; \\
 \ddot{j}_3 &= -2 \frac{\frac{S_2}{a_3} \frac{S_2}{S_2 a_3} + \frac{(a_3^2 - L^2 + S_2^2) S_2}{S_2^3 a_3} - \frac{(a_3^2 - L^2 + S_2^2) S_2}{2S_2^2 a_3}}{\sqrt{4 - \frac{a_3^2 - L^2 + S_2^2}{a_3 S_2}}} + \\
 &\quad - \frac{\frac{S_2}{a_3} \frac{(a_3^2 - L^2 + S_2^2) S_2}{2S_2^2 a_3}}{\sqrt{4 - \frac{a_3^2 - L^2 + S_2^2}{a_3 S_2}}} \frac{\dot{a}_3}{\dot{a}} + 4 \frac{(a_3^2 - L^2 + S_2^2) S_2}{a_3^2 S_2} + 2 \frac{(a_3^2 - L^2 + S_2^2)^2 S_2}{a_3^2 S_2^3} \frac{\dot{a}_3}{\dot{a}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& -2 \frac{\frac{S_2}{R} - \frac{S_2}{S_2 R} + \frac{(R^2 - r^2 + S_2^2) S_2}{S_2^3 R} - \frac{(R^2 - r^2 + S_2^2) S_2}{2 S_2^2 R}}{\sqrt{4 - \frac{R^2 - r^2 + S_2^2}{S_2 R}}} + \\
& + \frac{\frac{S_2}{R} - \frac{(R^2 - r^2 + S_2^2) S_2}{2 S_2^2 R}}{\sqrt{4 - \frac{R^2 - r^2 + S_2^2}{S_2 R}}} + 4 \frac{(R^2 - r^2 + S_2^2) S_2}{S_2 R^2} + 2 \frac{(R^2 - r^2 + S_2^2)^2 S_2}{S_2^3 R^2} \\
\frac{\partial S_2}{\partial a} = & -2 \frac{\frac{S_2}{a} - \frac{(a_3^2 - L^2 + S_2^2) S_2}{2 a_3 S_2^2}}{\sqrt{4 - \frac{(a_3^2 - L^2 + S_2^2)^2}{a_3^2 S_2^2}}} - \\
& -2 \frac{\frac{S_2}{R} - \frac{(R^2 - r^2 + S_2^2) S_2}{2 R S_2^2}}{\sqrt{4 - \frac{(R^2 - r^2 + S_2^2)^2}{R^2 S_2^2}}}. \tag{2.16}
\end{aligned}$$

Противага разом зі своїм коромислом здійснює обертальний рух навколо його осі, цей рух опишемо за допомогою двох координат (рис. 2.1):

- вертикальна:

$$\begin{aligned}
y_4 &= a_4 \sin Q_4 - e \sin(\varphi_4 + j_4); \\
x_4 &= e \cos(\varphi_4 + j_4); \\
z_4 &= -e \sin(\varphi_4 + j_4) + e \cos(\varphi_4 + j_4); \\
\frac{\partial y_4}{\partial a} &= -e \frac{\partial j_4}{\partial a} \cos(\varphi_4 + j_4), \tag{2.17}
\end{aligned}$$

де j_4 – кутова координата коромисла противаги (кут нахилу коромисла до горизонту);

- кУТОВА:

$$j_4 = \arccos \frac{a_4^2 - b_4^2 + S_4^2}{2a_4S_4} + \arccos \frac{d^2 - c^2 + S_4^2}{2dS_4} - Q_4;$$

$$j_4 = -2 \frac{a_4}{\sqrt{4 - \frac{a_4^2 - b_4^2 + S_4^2}{a_4S_4}}} - 2 \frac{d}{\sqrt{4 - \frac{d^2 - c^2 + S_4^2}{dS_4}}};$$

$$j_4 = -2 \frac{a_4}{S_4 a_4} + \frac{(a_4^2 - b_4^2 + S_4^2)}{S_4^3 a_4} - \frac{(a_4^2 - b_4^2 + S_4^2)}{2S_4^2 a_4} +$$

$$\frac{1}{\sqrt{4 - \frac{a_4^2 - L^2 + S_4^2}{a_3 S_2}}}$$

$$+ \frac{1}{a_4} \frac{(a_4^2 - b_4^2 + S_4^2)}{2S_4^2 a_4} \left[4 \frac{(a_4^2 - b_4^2 + S_4^2)}{a_4^2 S_4} + 2 \frac{(a_4^2 - b_4^2 + S_4^2)^2}{a_4^2 S_4^3} \right] \sqrt{4 - \frac{a_4^2 - b_4^2 + S_4^2}{a_4 S_4}}$$

$$- 2 \frac{d}{S_4 R} + \frac{(d^2 - c^2 + S_4^2)}{S_4^3 d} - \frac{(d^2 - c^2 + S_4^2)}{2S_4^2 d} +$$

$$\frac{1}{\sqrt{4 - \frac{d^2 - c^2 + S_4^2}{S_4 d}}}$$

$$+ \frac{1}{d} \frac{(d^2 - c^2 + S_4^2)}{2S_4^2 d} \left[4 \frac{(d^2 - c^2 + S_4^2)}{S_4 d^2} + 2 \frac{(d^2 - c^2 + S_4^2)^2}{S_4^3 d^2} \right] \sqrt{4 - \frac{d^2 - c^2 + S_4^2}{S_4 d}};$$

$$\frac{\partial j_4}{\partial a} = -2 \frac{\frac{\partial S_4}{\partial a} - \frac{(a_4^2 - b_4^2 + S_4^2) \partial S_4 / \partial a}{2a_4 S_4^2}}{\sqrt{4 - \frac{(a_4^2 - b_4^2 + S_4^2)^2}{a_4^2 S_4^2}}} -$$

$$- 2 \frac{\frac{\partial S_4}{\partial a} - \frac{(d^2 - c^2 + S_4^2) \partial S_4 / \partial a}{2d S_4^2}}{\sqrt{4 - \frac{(d^2 - c^2 + S_4^2)^2}{d^2 S_4^2}}}, \quad (2.18)$$

де S_4 – характеристична відстань між протилежними точками E і F чотириланкового механізму врівноваження (на рис. 2.3 вказана штриховою лінією).

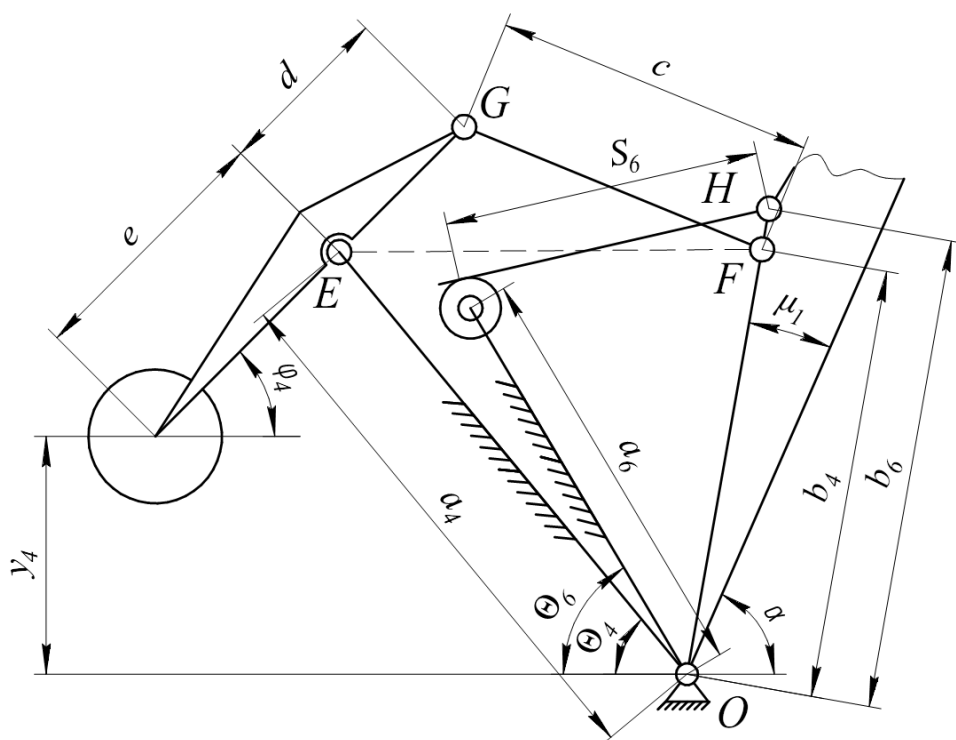


Рис. 2.3. Схема механізму врівноваження та механізму приводу
(опорний стояк відтяжки та відтяжка не показані)

Визначимо також кінематичні характеристики зміни відстані S_4 :

$$\begin{aligned}
S_4 &= \sqrt{a_4^2 + b_4^2 + 2a_4b_4 \cos(Q_4 + \eta_1 + a)}; \\
\dot{S}_4 &= -\frac{a_4b_4}{S_4} \sin(Q_4 + \eta_1 + a) \dot{\alpha}; \\
\ddot{S}_4 &= \frac{a_4b_4}{S_4^2} \sin(Q_4 + \eta_1 + a) \dot{\alpha}^2 - \frac{a_4b_4}{S_4} \cos(Q_4 + \eta_1 + a) \ddot{\alpha} - \\
&\quad - \frac{a_4b_4}{S_4} \sin(Q_4 + \eta_1 + a) \ddot{\alpha}; \\
\frac{\dot{S}_4}{\dot{\alpha}} &= -\frac{a_4b_4}{S_4} \sin(Q_4 + \eta_1 + a).
\end{aligned} \tag{2.19}$$

Вантаж рухається прямолінійно вздовж осі абсцис, однак в зв'язку із його розгойдуванням відбувається зміна його вертикальної координати, тому рух вантажу опишемо за допомогою двох координат:

- вертикальна:

$$\begin{aligned}
y &= L \sin \alpha - l \sin j_2 - 2H + \sqrt{H^2 - (Dx)^2}; \\
\dot{y} &= L \cos \alpha \dot{\alpha} - l \cos j_2 \dot{j}_2 - \frac{(Dx)(\dot{Dx})}{\sqrt{H^2 - (Dx)^2}}; \\
\ddot{y} &= -L \sin \alpha \dot{\alpha}^2 + \dot{\alpha} L \cos \alpha + l \sin j_2 \dot{j}_2^2 - \dot{j}_2 l \cos j_2 - \\
&\quad - \frac{(Dx)^2 (\dot{Dx})^2}{(H^2 - (Dx)^2)^{3/2}} - \frac{(\dot{Dx})^2}{\sqrt{H^2 - (Dx)^2}} - \frac{(Dx)(\ddot{Dx})}{\sqrt{H^2 - (Dx)^2}}; \\
\frac{\dot{y}}{\dot{\alpha}} &= L \cos \alpha - l \frac{\dot{j}_2}{\dot{\alpha}} \cos j_2,
\end{aligned} \tag{2.20}$$

де (\dot{Dx}) , (\ddot{Dx}) – відповідно, перша та друга похідна виразу (2.9) за часом;

- горизонтальна:

$$x = L \cos \alpha - l \cos j_2 + R_0 + (Dx);$$

$$\frac{dx}{dt} = -L \sin \alpha + l \frac{dj_2}{dt} \sin j_2. \quad (2.21)$$

В системі (2.21) не вказані вирази для швидкості та прискорення вантажу вздовж осі абсцис, це пояснюється тим, що ці характеристики будуть визначатися з умов руху стрілової системи.

У виразах (2.20, 2.21) (Dx) визначає різницю між горизонтальною швидкістю центру мас вантажу і горизонтальною швидкістю осі кінцевого блока хобота, а (Dj_2) визначає різницю між прискореннями цих точок.

Ротор електродвигуна обертається навколо своєї осі, тому його рух опишемо за допомогою лише однієї кутової координати:

$$j_6 = \frac{i}{R_6} (S_6 - S_6);$$

$$j_6 = \frac{i}{R_6} S_6;$$

$$j_6 = \frac{i}{R_6} S_6;$$

$$\frac{dj_6}{dt} = \frac{i}{R_6} \frac{dS_6}{dt}, \quad (2.22)$$

де S_6 – робоча частина зубчастої рейки механізму зміни вильоту на початку руху стрілової системи. Причому при мінімальному вильоті $S_6 = 1,5403 \text{ м}$, а при максимальному $S_6 = 5,1203 \text{ м}$;

S_6 – робоча частина зубчастої рейки механізму зміни вильоту в кожний момент часу (рис. 2.3).

Знайдемо вираз для визначення довжини робочої частини рейки в будь-який момент часу та кінематичні характеристики руху самої рейки:

$$\begin{aligned}
 S_6 &= \sqrt{a_6^2 + b_6^2 + 2a_6b_6 \cos(Q_6 + \eta_1 + a)}; \\
 \dot{S}_6 &= -\frac{a_6b_6}{S_6} \sin(Q_6 + \eta_1 + a) \dot{a}; \\
 \ddot{S}_6 &= \frac{a_6b_6}{S_6^2} \sin(Q_6 + \eta_1 + a) \dot{a}^2 - \frac{a_6b_6}{S_6} \cos(Q_6 + \eta_1 + a) \ddot{a} - \\
 &\quad - \frac{a_6b_6}{S_6} \sin(Q_6 + \eta_1 + a) \ddot{a}; \\
 \frac{\ddot{S}_6}{\dot{a}} &= -\frac{a_6b_6}{S_6} \sin(Q_6 + \eta_1 + a). \tag{2.23}
 \end{aligned}$$

2.3. Встановлення критеріїв оптимізації руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана при горизонтальному переміщенні вантажу

Під час зміни вильоту стрілової системи виникають коливання вантажу, які впливають на кінематичні характеристики всієї стрілової системи і, зокрема, на ланки приводу. До кінематичних характеристик стрілової системи належать переміщення, швидкості, прискорення та ривки всіх ланок механізму. Враховуючи вказане, динаміку руху шарнірно-зчленованої стрілової системи, можна охарактеризувати максимальними значеннями переміщень, швидкостей, прискорень і ривків ланок механізмів [19, 103].

При горизонтальному переміщенні вантажу за допомогою стрілової системи відбувається зміна різниці між координатою (переміщенням) кінцевої точки хобота та центром мас вантажу, а також відповідно і між лінійними швидкостями, прискореннями і ривками вказаних точок. Причому, зміна різниці між кінематичними характеристиками цих точок відбувається постійно в часі – протягом всього циклу зміни вильоту.

Тому, при встановленні критеріїв оптимізації руху шарнірно-зчленованої стрілової системи, потрібно провести мінімізацію відхилень між кінематичними характеристиками точки D (рис. 2.1) і відповідними характеристиками центру мас вантажу [156]. В результаті, вирази для мінімізації суми відхилень протягом всього процесу зміни вильоту набудуть вигляду:

$$- \text{ для переміщення: } \sum_{i=1}^n \left| \dot{x}_i - (\dot{x}_D + R_0) \right|^2 \min ; \quad (2.24)$$

$$- \text{ для швидкості: } \sum_{i=1}^n \left| \dot{x}_i - \dot{x}_D \right|^2 \min ; \quad (2.25)$$

$$- \text{ для прискорення: } \sum_{i=1}^n \left| \ddot{x}_i - \ddot{x}_D \right|^2 \min ; \quad (2.26)$$

$$- \text{ для ривків: } \sum_{i=1}^n \left| \ddot{x}_i - \ddot{x}_D \right|^2 \min . \quad (2.27)$$

Слід зазначити, що критерії порівняння, а в даному випадку критерії оптимізації, повинні бути скалярними величинами. Зважаючи на це, критерії оптимізації набудуть вигляду інтегральних функціоналів. Враховуючи те, що при зміні вильоту стрілової системи вирази (2.24-2.27) можуть набувати значень, як менших від нуля так і більших, то підінтегральними виразами будуть вказані критерії, що записані у вигляді квадрату різниці двох чисел. І з урахуванням цього критерії оптимізації набудуть наступного вигляду:

- критерій оптимізації по відхиленню переміщень [157]:

$$D_{x_0} = \int_0^{t_1} \left(\dot{x}_i - (\dot{x}_D + R_0) \right)^2 dt = \int_0^{t_1} \left(\dot{x}_i - \dot{x}_D - R_0 \right)^2 dt = \int_0^{t_1} \left(\dot{x}_i - \dot{x}_D \right)^2 dt + \int_0^{t_1} 2 R_0 \left(\dot{x}_i - \dot{x}_D \right) dt + \int_0^{t_1} R_0^2 dt ; \quad (2.28)$$

- критерій оптимізації по відхиленню швидкостей [158]:

$$D_{\dot{x}} = \int_0^{t_1} \left(\dot{x}_i - \dot{x}_D \right)^2 dt = \int_0^{t_1} \left(\dot{x}_i - \dot{x}_D \right)^2 dt ; \quad (2.29)$$

- критерій оптимізації по відхиленню прискорень [159]:

$$D_{\ddot{x}} = \frac{\alpha}{c} \int_0^{t_1} (\ddot{x} - \ddot{x}_B)^2 dt \stackrel{1/2}{=} = \frac{\alpha H^2}{c g^2 t_1} \int_0^{t_1} \ddot{x}^2 dt \stackrel{1/2}{=} ; \quad (2.30)$$

- критерій оптимізації по відхиленню ривків [160]:

$$D_{\dot{x}} = \frac{\alpha}{c} \int_0^{t_1} (\dot{x} - \dot{x}_B)^2 dt \stackrel{1/2}{=} = \frac{\alpha H^2}{c g^2 t_1} \int_0^{t_1} \dot{x}^2 dt \stackrel{1/2}{=} , \quad (2.31)$$

де t_1 – тривалість циклу руху стрілової системи.

Встановлені критерії оптимізації дозволяють визначити такі режими руху стрілової системи, за яких середньоквадратичне відхилення підінтегральних виразів було б найменшим.

2.4. Оптимізація режимів руху стрілової системи крана по відхиленню переміщень

На основі залежності (2.28) визначимо такий режим руху стрілової системи, а відповідно і вантажу, при якому на всій ділянці руху середньоквадратичне відхилення між горизонтальним переміщенням вісі кінцевого блока хобота та центром мас вантажу, було б найменшим [157].

Для мінімізації вказаного інтегрального функціоналу скористаємося рівнянням Ейлера-Пуассона [123], яке з урахуванням підінтегральної функції виразу (2.28) набуде вигляду:

$$\frac{\partial \mathcal{L}}{\partial x} - \frac{d}{dt} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \dot{x}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial \mathcal{L}}{\partial \ddot{x}} = 0. \quad (2.32)$$

Після диференціювання складових виразів рівняння (2.32), отримано диференціальне рівняння:

$$x^{IV} = 0. \quad (2.33)$$

Проінтегрувавши рівняння (2.33) за часом, результат має вигляд:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A_1; \quad x = A_1 t + A_2; \quad \ddot{x} = \frac{1}{2} A_1 t^2 + A_2 t + A_3; \\ x &= \frac{1}{6} A_1 t^3 + \frac{1}{2} A_2 t^2 + A_3 t + A_4 + R_0, \end{aligned} \quad (2.34)$$

де A_1, A_2, A_3, A_4 – постійні інтегрування, які визначаються із крайових умов руху.

При переміщенні вантажу стріловою системою, із одного положення із координатою $x = x_0$ в інше положення із координатою $x = x_1$, крайові умови мають вигляд: $t = 0, x = x_0, \dot{x} = 0; t = t_1, x = x_1, \dot{x} = 0$.

Визначимо постійні інтегрування при вказаних крайових умовах:

$$A_1 = -12 \frac{x_1 - x_0}{t_1^3}; \quad A_2 = 6 \frac{x_1 - x_0}{t_1^2}; \quad A_3 = 0; \quad A_4 = x_0. \quad (2.35)$$

Підставивши знайдені постійні інтегрування в залежності (2.34), отримано такий режим руху вантажу, при якому забезпечується його мінімальне середньоквадратичне відхилення від вертикалі:

$$\begin{aligned}
x &= x_0 + R_0 + (x_1 - x_0) \frac{t^3}{t_1^3} - 2 \frac{t \ddot{t} t^2}{t_1 \ddot{t}_1^2}; & \dot{x} &= 6 \frac{(x_1 - x_0) t^2}{t_1^3} - \frac{t \ddot{t} t}{t_1 \ddot{t}_1}; \\
\ddot{x} &= 6 \frac{(x_1 - x_0) t}{t_1^3} - 2 \frac{t \ddot{t}}{t_1 \ddot{t}_1}; & \ddot{\ddot{x}} &= -12 \frac{x_1 - x_0}{t_1^3},
\end{aligned}
\tag{2.36}$$

де t – значення часу в дану мить, причому $0 \leq t \leq t_1$.

Для спрощення розрахунків введено поняття відносного часу:

$$\bar{t} = \frac{t}{t_1}.
\tag{2.37}$$

Тоді, закони руху вантажу (2.36) набудуть вигляду:

$$\begin{aligned}
x &= x_0 + R_0 + (x_1 - x_0)(3 - 2\bar{t})\bar{t}^2; & \dot{x} &= 6 \frac{(x_1 - x_0)}{t_1} (1 - \bar{t})\bar{t}; \\
\ddot{x} &= 6 \frac{(x_1 - x_0)}{t_1^2} (1 - 2\bar{t}); & \ddot{\ddot{x}} &= -12 \frac{x_1 - x_0}{t_1^3}.
\end{aligned}
\tag{2.38}$$

За допомогою другого рівняння системи (2.7) встановлено взаємозв'язок між знайденим режимом руху вантажу (2.38) та механізмом зміни вильоту стрілової системи. Лінійна горизонтальна координата точки D хобота знаходиться з другого рівняння системи (2.7):

$$x_D = x + \frac{H}{g} \ddot{x}.
\tag{2.39}$$

Тоді, лінійна швидкість точки D хобота знаходиться, при диференціюванні виразу (2.39) за часом:

$$\ddot{x}_D = \ddot{x} + \frac{H}{g} \ddot{\alpha}, \quad (2.40)$$

а лінійне прискорення цієї точки – двічі продиференціювавши вираз (2.39) за часом:

$$\ddot{x}_D = \ddot{x} + \frac{H}{g} \ddot{\alpha}. \quad (2.41)$$

Крім того, горизонтальну координату точки D можна знайти за допомогою кінематичних співвідношень стрілової системи:

$$\begin{aligned} \dot{x}_D &= L \cos \alpha + l \cos j_2; \\ \dot{H} &= L \sin \alpha - l \sin j_2, \end{aligned} \quad (2.42)$$

де L, l – довжина відповідно стріли і хобота;

j_2 – кутова координата хобота в даному положенні стрілової системи (кут нахилу хобота до горизонту).

Із першого рівняння системи (2.42) знайдемо:

$$\cos j_2 = \frac{x_D - L \cos \alpha}{l}; \quad \sin j_2 = \sqrt{1 - \frac{(x_D - L \cos \alpha)^2}{l^2}}. \quad (2.43)$$

Підставивши вирази (2.43) в друге рівняння системи (2.42):

$$H = L \sin \alpha - l \sqrt{1 - \frac{(x_D - L \cos \alpha)^2}{l^2}}. \quad (2.44)$$

Згрупувавши подібні члени та піднісши обидві сторони рівняння до квадрату отримано:

$$(L \sin a - H)^2 = l^2 \left(1 - \frac{x + \frac{H \cos a}{g}}{l} \right)^2 \quad (2.45)$$

Після розкладання лівої та правої частини виразу, як квадрат різниці двох складових, вираз (2.45) має вигляд:

$$\begin{aligned} & L^2 (1 - \cos^2 a) - 2HL \sqrt{1 - \cos^2 a} + H^2 = \\ & = l^2 - \frac{2Hx}{g} + \frac{H^2 \cos^2 a}{g^2} + 2L \cos a \left(x + \frac{H \cos a}{g} \right) - L^2 \cos^2 a. \end{aligned} \quad (2.46)$$

Замінивши в останньому рівнянні $\cos a$ на z , а також враховуючи рівність (2.39), замінено $x + \frac{H \cos a}{g}$ на x_D та провівши деякі алгебраїчні перетворення, отримано квадратне рівняння із невідомим z :

$$H^2 + x_D^2 - l^2 + L^2 - 2x_D Lz - 2HL \sqrt{1 - z^2} = 0. \quad (2.47)$$

Розв'язок цього рівняння має вигляд:

$$z_{1,2} = \frac{x_D L (H^2 + x_D^2 - l^2 + L^2)}{2(H^2 + x_D^2)L^2} \pm \frac{\sqrt{H^2 L^2 \frac{\dot{e}}{e} (H^2 + x_D^2 - l^2)^2 + 2(H^2 + x_D^2 + l^2)L^2 - L^4 \frac{\dot{u}}{u}}}{2(H^2 + x_D^2)L^2}. \quad (2.48)$$

Аналізуючи обидва значення z видно, що дійсним розв'язком рівняння (2.47) буде:

$$z = z_2 = \frac{x_D L (H^2 + x_D^2 - l^2 + L^2)}{2(H^2 + x_D^2)L^2} - \frac{\sqrt{H^2 L^2 \frac{\dot{e}}{e} (H^2 + x_D^2 - l^2)^2 + 2(H^2 + x_D^2 + l^2)L^2 - L^4 \frac{\dot{u}}{u}}}{2(H^2 + x_D^2)L^2}, \quad (2.49)$$

оскільки лише цей розв'язок забезпечує корінь z , який відповідає поставленим умовам задачі.

Кутова координата стріли \mathbf{a} , що відповідає оптимальному режиму руху вантажу визначається як:

$$\mathbf{a} = \arccos z. \quad (2.50)$$

Проведено дослідження оптимального руху вантажу для стрілової системи крана МАРК 40 [2, 5, 25], використовуючи його характеристики, що наведені в підрозділі 2.1. Для дослідження стрілової системи при русі, оптимізованому за відхиленнями переміщень побудовано графічні залежності горизонтальних координат кінцевої точки хобота x_D і центру мас вантажу x в залежності від відносного часу \bar{t} (рис. 2.4).

Також побудовано графічні залежності зміни швидкостей (рис. 2.5) і прискорень (рис. 2.6) цих точок від часу.

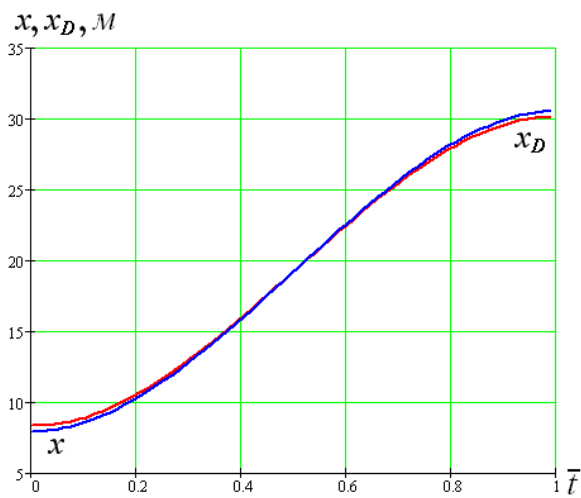


Рис. 2.4. Графік зміни координат вантажу та кінцевої точки хобота

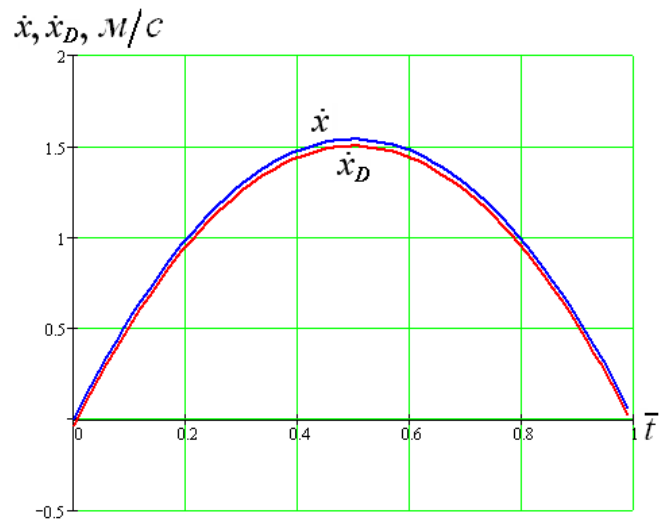


Рис. 2.5. Графік зміни швидкостей вантажу та кінцевої точки хобота

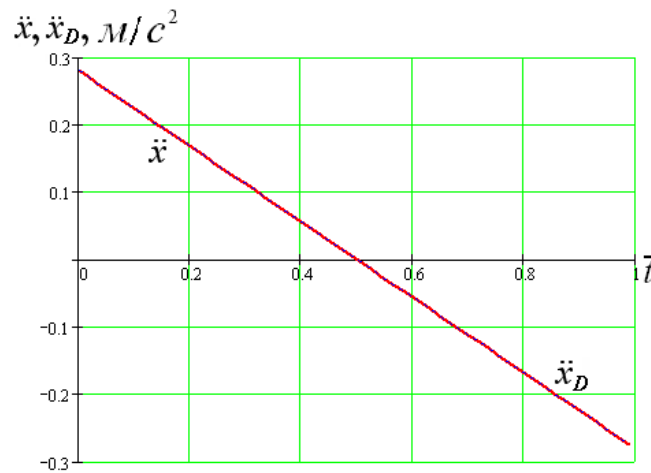


Рис. 2.6. Графік зміни прискорень вантажу та кінцевої точки хобота

Для дослідження різниці між горизонтальною координатою центру мас вантажу x та горизонтальною координатою точки D x_D в кожен момент часу – побудовано графік $\Delta x = x - x_D$, як функцію від відносного часу (рис. 2.7).

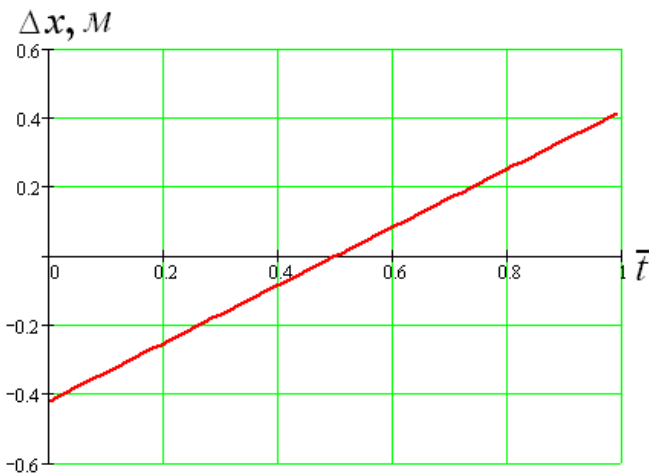


Рис. 2.7. Графік залежності Δx від відносного часу руху

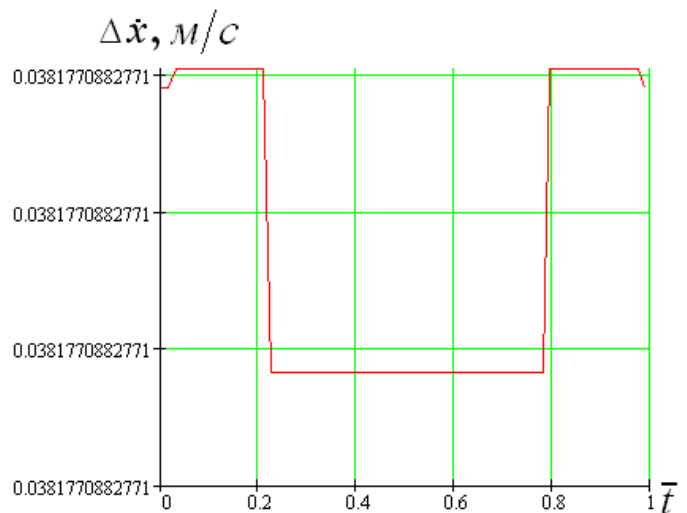


Рис. 2.8. Графік залежності $\Delta \dot{x}$ від відносного часу руху

Для дослідження різниці між швидкістю центру мас вантажу \dot{x} та горизонтальною швидкістю точки D хобота \dot{x}_D , побудовано графік зміни $\Delta \dot{x} = \dot{x} - \dot{x}_D$, залежно до відносного часу (рис. 2.8).

Проаналізувавши оптимальні закони руху вантажу (2.38) та рівність (2.41), видно, що прискорення центру мас вантажу та прискорення точки D хобота в кожен мить часу рівні між собою, тобто $\Delta \ddot{x} = \ddot{x} - \ddot{x}_D = 0$.

Графічні залежності (рис. 2.4-2.8) побудовані для випадку, коли стрілова система здійснює рух від мінімального значення вильоту до максимального.

В результаті проведених досліджень було встановлено режим руху шарнірно-зчленованої стрілової системи, який забезпечує мінімальні коливання вантажу на всій ділянці руху стрілової системи від мінімального значення вильоту до максимального.

Однак, отриманий закон руху не може бути реалізований на практиці, оскільки неможливо забезпечити бажані початкові умови руху вантажу. Тому що, згідно графіків (рис. 2.4, рис. 2.7), на початку руху потрібне відхилення вантажу від вертикалі на відстань близько 0,4 м у бік протилежний рухові стрілової системи.

Тому, для знаходження законів руху стрілової системи, які б забезпечували найменші коливання вантажу, потрібна мінімізація різниці швидкостей, прискорень і ривків вантажу та кінцевої точки хобота.

2.5. Оптимізація режимів руху стрілової системи крана по відхиленню швидкостей

На основі залежності (2.25) потрібно встановити такий режим руху стрілової системи та вантажу, при якому на всій ділянці руху середньоквадратичне відхилення між горизонтальними швидкостями кінцевої точки хобота і центру мас вантажу, було б найменшим [158].

Для мінімізації наведеного інтегрального функціоналу використано рівняння Ейлера-Пуассона [123], яке з урахуванням підінтегральної функції виразу (2.25) набуде вигляду:

$$\frac{\delta \mathcal{L}}{\delta x} - \frac{d}{dt} \frac{\delta \mathcal{L}}{\delta \dot{x}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\delta \mathcal{L}}{\delta \ddot{x}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\delta \mathcal{L}}{\delta \dddot{x}} = 0. \quad (2.51)$$

Продиференціювавши складові вирази рівняння (2.51), отримано диференціальне рівняння шостого порядку:

$$\overset{VI}{x} = 0. \quad (2.52)$$

Проінтегрувавши рівняння (2.52) за часом, система рівнянь має вигляд:

$$\overset{V}{x} = B_1; \quad \overset{IV}{x} = B_1 t + B_2; \quad \overset{III}{x} = \frac{1}{2} B_1 t^2 + B_2 t + B_3;$$

$$\overset{II}{x} = \frac{1}{6} B_1 t^3 + \frac{1}{2} B_2 t^2 + B_3 t + B_4;$$

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \frac{1}{24} B_1 t^4 + \frac{1}{6} B_2 t^3 + \frac{1}{2} B_3 t^2 + B_4 t + B_5; \\ x &= \frac{1}{120} B_1 t^5 + \frac{1}{24} B_2 t^4 + \frac{1}{6} B_3 t^3 + \frac{1}{2} B_4 t^2 + B_5 t + B_6, \end{aligned} \quad (2.53)$$

де $B_1, B_2, B_3, B_4, B_5, B_6$ – постійні інтегрування, які визначаються із крайових умов руху.

Для забезпечення рівних швидкостей руху центру мас вантажу та кінцевої точки хобота на початку та в кінці зміни вильоту, крайові умови повинні мати такий вигляд: $t = 0, x = x_0, \dot{x} = \ddot{x} = 0; t = t_1, x = x_1, \dot{x} = \ddot{x} = 0$.

За таких крайових умов постійні інтегрування набувають вигляду:

$$\begin{aligned} B_1 &= 720 \frac{x_1 - x_0}{t_1^5}; B_2 = -360 \frac{x_1 - x_0}{t_1^4}; \\ B_3 &= 60 \frac{x_1 - x_0}{t_1^3}; B_4 = B_5 = 0; B_6 = x_0. \end{aligned} \quad (2.54)$$

Після підстановки цих постійних інтегрування в залежності (2.53) встановлено такий режим руху вантажу, що забезпечує мінімальне середньоквадратичне відхилення між швидкостями центру мас вантажу та кінцевої точки хобота на всій ділянці руху:

$$\begin{aligned} x &= x_0 + R_0 + (x_1 - x_0)(10 - 15\bar{t} + 6\bar{t}^2)\bar{t}^3; \\ \dot{x} &= 30 \frac{x_1 - x_0}{t_1} (1 - 2\bar{t} + \bar{t}^2)\bar{t}^2; \\ \ddot{x} &= 60 \frac{x_1 - x_0}{t_1^2} (1 - 3\bar{t} + 2\bar{t}^2)\bar{t}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= 60 \frac{x_1 - x_0}{t_1^3} (1 - 6\bar{t} + 6\bar{t}^2); \\ x &= 360 \frac{x_1 - x_0}{t_1^4} (2\bar{t} - 1); \quad \dot{x} = 720 \frac{x_1 - x_0}{t_1^5}, \end{aligned} \quad (2.55)$$

де t_1 – час руху вантажу;

\bar{t} – відносний час руху стрілової системи, знаходиться за виразом (2.37), причому $0 \leq \bar{t} \leq 1$.

Враховуючи кінематичні характеристики оптимального руху вантажу (2.55), та друге рівняння системи (2.7), знайдено залежності кінематичних характеристик оптимального руху вісі кінцевого блока хобота:

$$\begin{aligned} x_D &= x + \frac{H}{g} \ddot{x}; \quad \dot{x}_D = \dot{x} + \frac{H}{g} \dot{\ddot{x}} \\ \ddot{x}_D &= \ddot{x} + \frac{H}{g} \dot{\ddot{x}}; \quad \dot{\ddot{x}}_D = \dot{\ddot{x}} + \frac{H}{g} \ddot{\ddot{x}}. \end{aligned} \quad (2.56)$$

Графіки зміни горизонтальних координат центру мас вантажу та кінцевої точки хобота D , в залежності від відносного часу при русі стрілової системи оптимізованому за швидкістю мають наступний вигляд (рис. 2.9). Для їх побудови використано, відповідно перше рівняння системи (2.55) та перше рівняння з системи (2.56).

Також для вказаних точок побудовано графічні залежності швидкостей (рис. 2.10), прискорень (рис. 2.11) і ривків (рис. 2.12) від відносного часу руху. Для побудови вказаних графіків використано відповідні вирази систем (2.55) і (2.56).

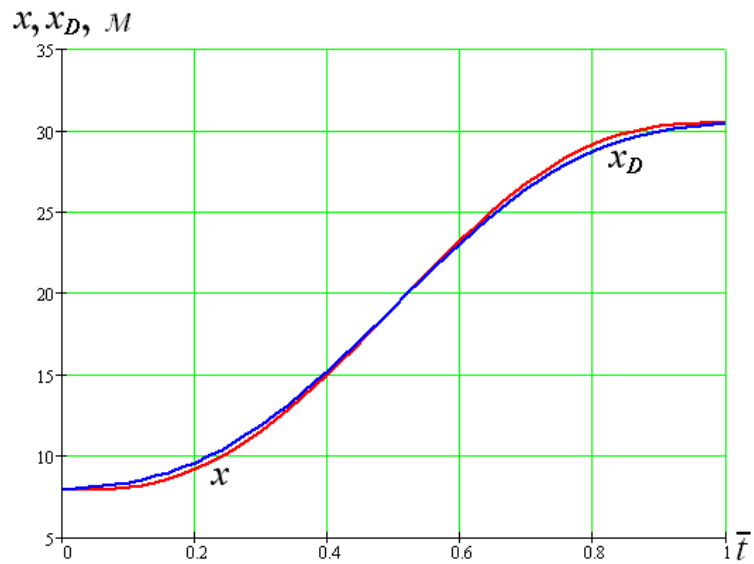


Рис. 2.9. Графік зміни координат вантажу та кінцевої точки хобота

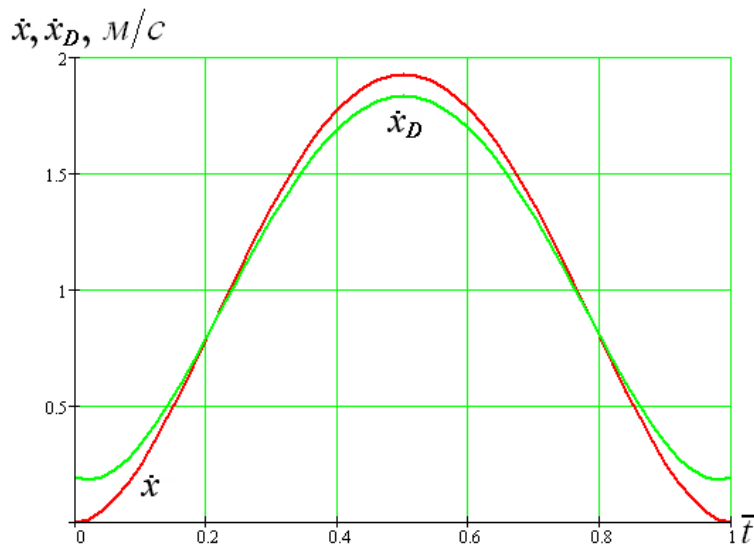


Рис. 2.10. Графік зміни швидкостей вантажу та кінцевої точки хобота

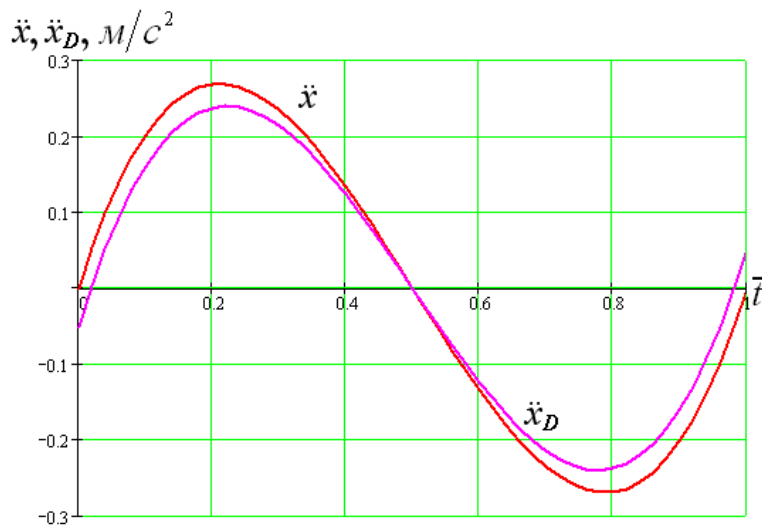


Рис. 2.11. Графік зміни прискорень вантажу та кінцевої точки хобота

Для аналізу відхилення вантаж від заданого положення, побудовано графік залежності $\Delta x = x - x_D$ від відносного часу. Він є відображенням різниці між горизонтальною координатою вантажу та горизонтальною координатою точки D в кожен момент часу (рис. 2.13).

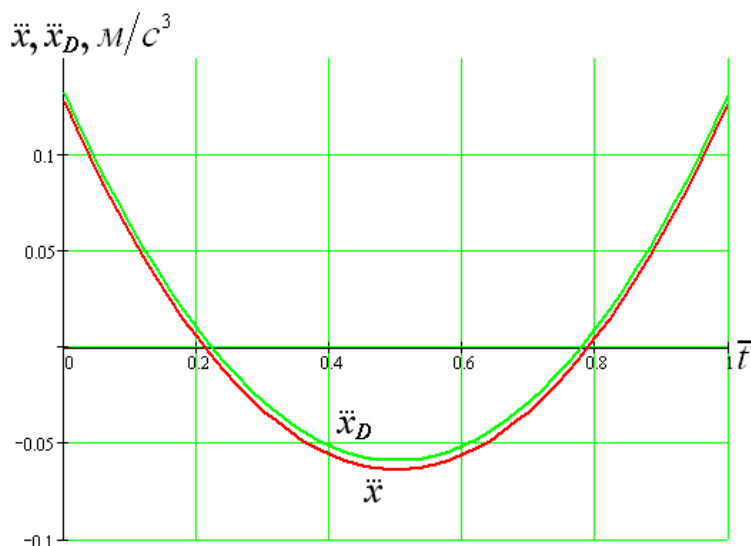


Рис. 2.12. Графік зміни ривків вантажу та кінцевої точки хобота

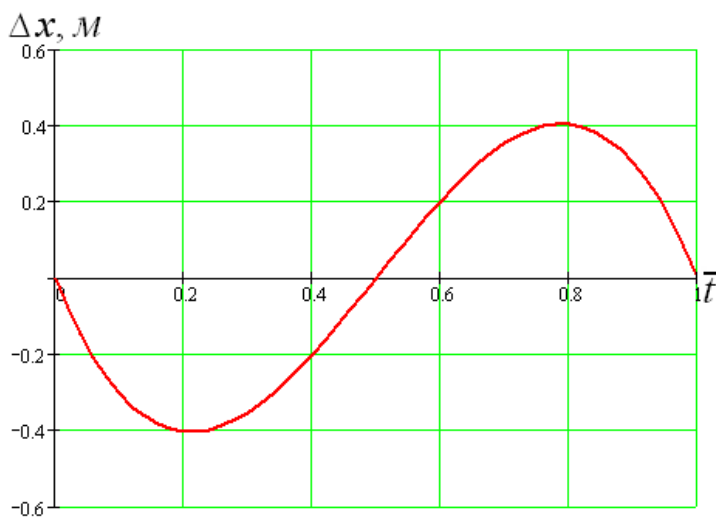


Рис. 2.13. Графік залежності Δx від відносного часу

Для дослідження різниці між швидкістю вантажу та горизонтальною швидкістю точки D хобота, побудовано графік залежності $\Delta v = v - v_D$ від відносного часу (рис. 2.14).

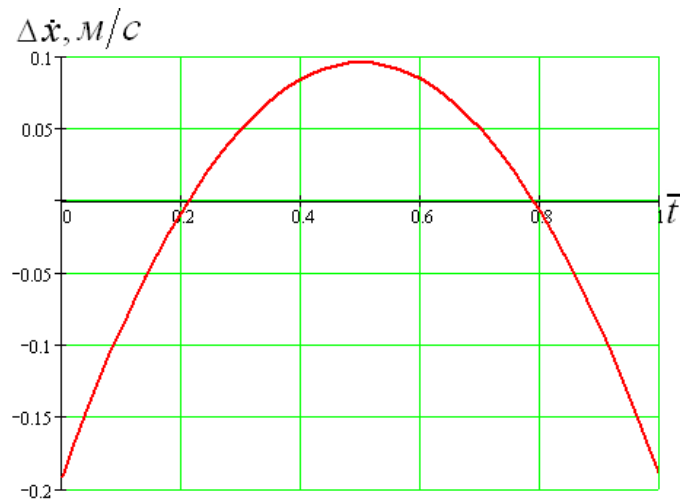


Рис. 2.14. Графік залежності $\Delta \dot{x}$ від відносного часу

Побудувавши графічну залежність $\Delta \ddot{x} = \ddot{x} - \ddot{x}_D$ від часу, встановлено зміну різниці між прискоренням центру мас вантажу та горизонтальним прискоренням точки D (рис. 2.15).

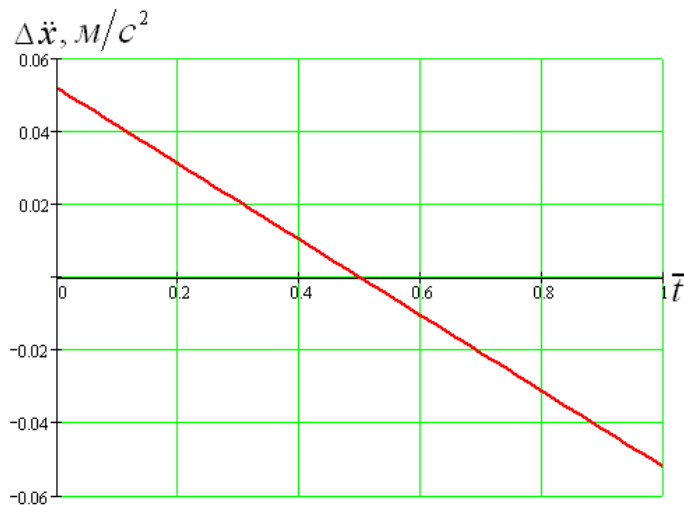


Рис. 2.15. Графік залежності $\Delta \ddot{x}$ від відносного часу

Графічні залежності (рис. 2.9-2.15) побудовані для випадку, коли стрілова система здійснює рух від мінімального значення вильоту до максимального.

В результаті проведених досліджень було встановлено режим руху шарнірно-зчленованої стрілової системи, який забезпечує мінімальні коливання вантажу

на всій ділянці руху при зміні вильоту вантажу від мінімального значення до максимального.

Однак, отриманий закон руху не може бути реалізований на практиці, оскільки неможливо забезпечити потрібні початкові та кінцеві умови руху вантажу, при яких відсутні коливання вантажу після зупинки. Згідно графіків (рис. 2.10, рис. 2.14) потрібно, щоб на початку руху вантаж мав швидкість $0,191 \text{ м/с}$, вектор якої спрямований в сторону протилежну до напрямку руху кінцевої точки хобота, а це неможливо забезпечити.

Тому для знаходження законів руху стрілової системи, які б забезпечували найменші коливання вантажу, потрібна мінімізація різниці прискорень і ривків вантажу та кінцевої точки хобота.

2.6. Оптимізація режимів руху стрілової системи крана по відхиленню прискорень

На основі залежності (2.30) встановлено такий режим руху стрілової системи та вантажу, при якому на всій ділянці руху середньоквадратичне відхилення між горизонтальним прискоренням кінцевої точки хобота і горизонтальним прискоренням центру мас вантажу, було б найменшим [159].

Вказаний функціонал досягає мінімуму на функціях, які є розв'язком рівняння Ейлера-Пуассона [123], і з урахуванням підінтегральної функції виразу (2.30) набуває вигляду:

$$\frac{\overset{IV^2}{\mathbb{I}}x}{\mathbb{I}x} - \frac{d}{dt} \frac{\overset{IV^2}{\mathbb{I}}x}{\mathbb{I}\&} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\overset{IV^2}{\mathbb{I}}x}{\mathbb{I}\&} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\overset{IV^2}{\mathbb{I}}x}{\mathbb{I}\&} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\overset{IV^2}{\mathbb{I}}x}{\mathbb{I}x} = 0. \quad (2.57)$$

Це рівняння зводиться до диференціального рівняння восьмого порядку:

$$\overset{VIII}{x} = 0. \quad (2.58)$$

Проінтегрувавши рівняння (2.58) за часом, отримано залежності кінематичних характеристик вантажу:

$$\begin{aligned}
 & x = C_1; \quad x = C_1 t + C_2; \quad x = \frac{1}{2} C_1 t^2 + C_2 t + C_3; \\
 & x = \frac{1}{6} C_1 t^3 + \frac{1}{2} C_2 t^2 + C_3 t + C_4; \\
 & \overset{III}{x} = \frac{1}{24} C_1 t^4 + \frac{1}{6} C_2 t^3 + \frac{1}{2} C_3 t^2 + C_4 t + C_5; \\
 & \overset{II}{x} = \frac{1}{120} C_1 t^5 + \frac{1}{24} C_2 t^4 + \frac{1}{6} C_3 t^3 + \frac{1}{2} C_4 t^2 + C_5 t + C_6, \\
 & \overset{I}{x} = \frac{1}{720} C_1 t^6 + \frac{1}{120} C_2 t^5 + \frac{1}{24} C_3 t^4 + \frac{1}{6} C_4 t^3 + \frac{1}{2} C_5 t^2 + C_6 t + C_7, \\
 & x = \frac{1}{5040} C_1 t^7 + \frac{1}{720} C_2 t^6 + \frac{1}{120} C_3 t^5 + \frac{1}{24} C_4 t^4 + \frac{1}{6} C_5 t^3 + \\
 & + \frac{1}{2} C_6 t^2 + C_7 t + C_8,
 \end{aligned} \tag{2.59}$$

де $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7, C_8$ – постійні інтегрування, які визначаються за крайовими умовами руху.

Для забезпечення рівності між прискоренням руху вантажу та прискоренням кінцевої точки хобота, на початку та в кінці зміни вильоту крайові умови повинні мати такий вигляд: $t = 0, \quad x = x_0, \quad \overset{I}{x} = \overset{II}{x} = \overset{III}{x} = 0; \quad t = t_1, \quad x = x_1, \quad \overset{I}{x} = \overset{II}{x} = \overset{III}{x} = 0.$

За вказаних крайових умов постійні інтегрування приймають значення:

$$\begin{aligned}
 C_1 &= -100800 \frac{x_1 - x_0}{t_1^7}; \quad C_2 = 50400 \frac{x_1 - x_0}{t_1^6}; \\
 C_3 &= -10080 \frac{x_1 - x_0}{t_1^5}; \quad C_4 = 840 \frac{x_1 - x_0}{t_1^4};
 \end{aligned}$$

$$C_5 = C_6 = C_7 = 0; C_8 = x_0. \quad (2.60)$$

Після підстановки цих постійних інтегрування в залежності (2.59) знайдемо такий режим руху вантажу, що забезпечує мінімальне середньоквадратичне відхилення між прискоренням вантажу та прискоренням кінцевої точки хобота на всій ділянці руху:

$$\begin{aligned} x &= x_0 + R_0 + (x_1 - x_0)(-20\bar{t}^7 + 70\bar{t}^6 - 84\bar{t}^5 + 35\bar{t}^4); \\ \dot{x} &= 20 \frac{x_1 - x_0}{t_1} (-7\bar{t}^6 + 21\bar{t}^5 - 21\bar{t}^4 + 7\bar{t}^3); \\ \ddot{x} &= 20 \frac{x_1 - x_0}{t_1^2} (-42\bar{t}^5 + 105\bar{t}^4 - 84\bar{t}^3 + 21\bar{t}^2); \\ \overset{III}{x} &= 840 \frac{x_1 - x_0}{t_1^3} (-5\bar{t}^4 + 10\bar{t}^3 - 6\bar{t}^2 + \bar{t}); \\ \overset{IV}{x} &= 840 \frac{x_1 - x_0}{t_1^4} (-20\bar{t}^3 + 30\bar{t}^2 - 12\bar{t} + 1); \\ \overset{V}{x} &= 10080 \frac{x_1 - x_0}{t_1^5} (-5\bar{t}^2 + 5\bar{t} - 1), \end{aligned} \quad (2.61)$$

де t_1 – час руху вантажу; \bar{t} – відносний час руху стрілової системи, причому $0 \leq \bar{t} \leq 1$ (2.37).

З урахуванням кінематичних характеристик оптимального режиму руху вантажу (2.61) та другого рівняння системи (2.7), знайдено характеристики оптимального режиму руху вісі кінцевого блока хобота:

$$\begin{aligned} x_D &= x + \frac{H}{g} \ddot{x}; \quad \dot{x}_D = \dot{x} + \frac{H}{g} \overset{III}{x}; \\ \overset{IV}{x}_D &= \overset{IV}{x} + \frac{H}{g} \overset{V}{x}; \quad \overset{V}{x}_D = \overset{V}{x} + \frac{H}{g} \overset{VI}{x}. \end{aligned} \quad (2.62)$$

Для дослідження руху вантажу під час зміни вильоту, побудовано графіки зміни горизонтальної координати центру мас вантажу x та координати кінцевої точки хобота D x_D в залежності від відносного часу (рис. 2.16).

Крім того, побудовано графіки зміни швидкостей вантажу \dot{x} та кінцевої точки хобота D \dot{x}_D залежно від відносного часу (рис. 2.17) та графіки зміни прискорень вантажу \ddot{x} та кінцевої точки хобота D \ddot{x}_D (рис. 2.18).

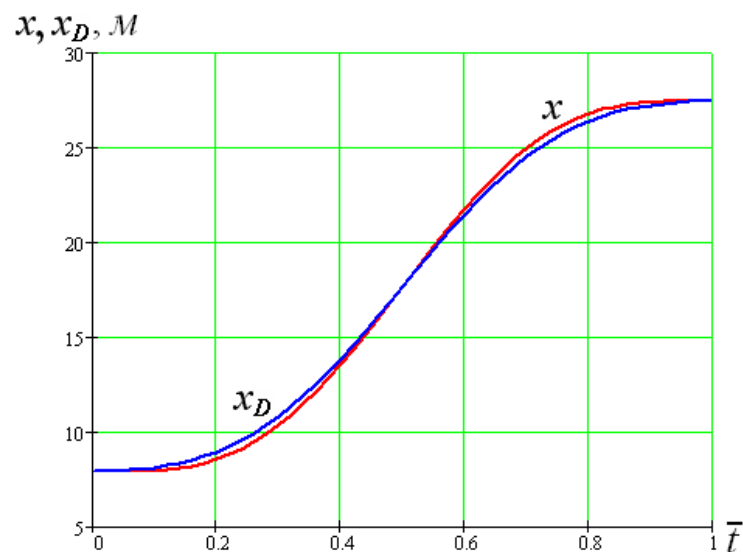


Рис. 2.16. Графік зміни координат вантажу та кінцевої точки хобота

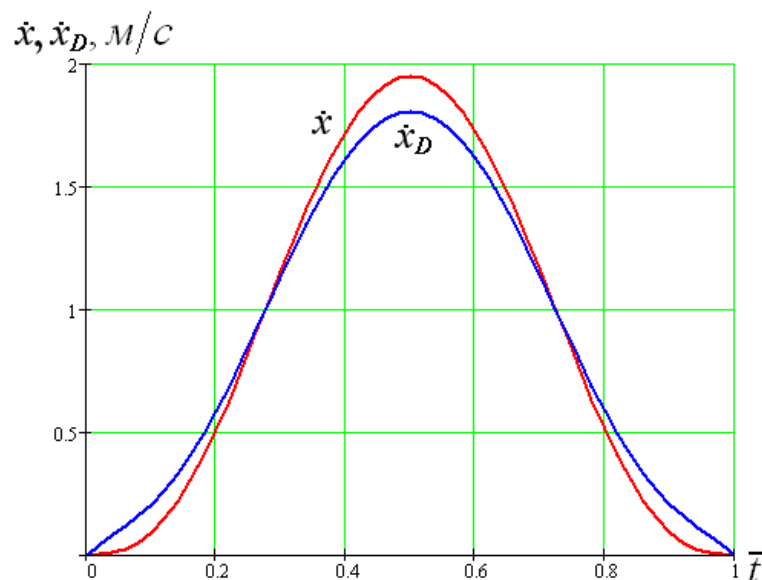


Рис. 2.17. Графік зміни швидкостей вантажу та кінцевої точки хобота

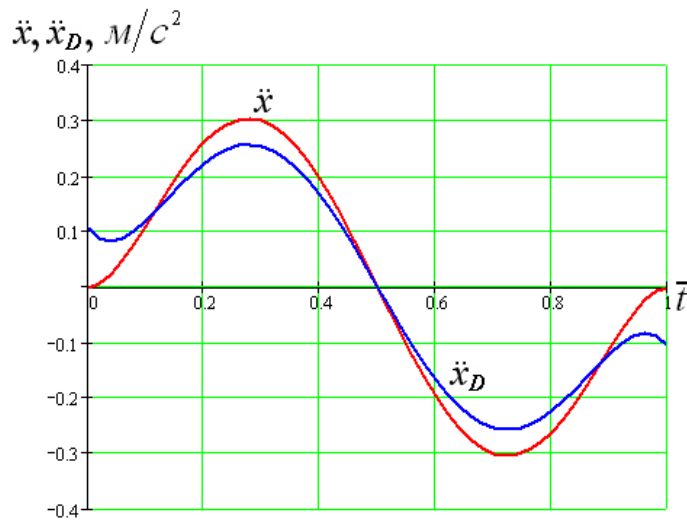


Рис. 2.18. Графік зміни прискорень вантажу та кінцевої точки хобота

Для повного дослідження руху стрілової системи, при вказаному оптимальному режимі, додатково побудовані графіки зміни ривків цих точок (рис. 2.19).

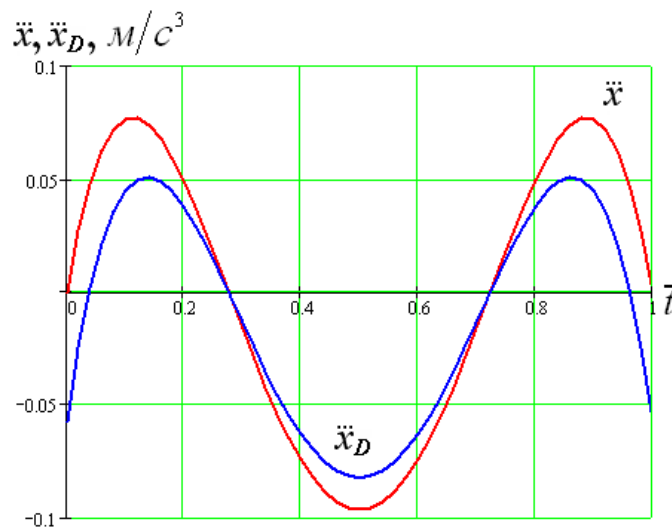


Рис. 2.19. Графік зміни ривків вантажу та кінцевої точки хобота

Для того, щоб проаналізувати на скільки відхиляється вантаж від заданого положення, побудовано графік залежності $Dx = x - x_D$ від відносного часу руху, який відображає різницю між горизонтальною координатою вантажу та горизонтальною координатою точки D в кожен момент часу (рис. 2.20).

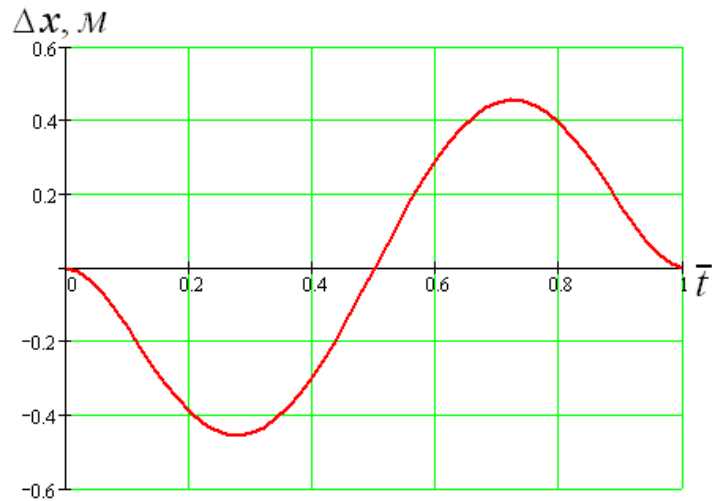


Рис. 2.20. Графік залежності Δx від відносного часу

Для аналізу зміни різниці між швидкістю вантажу та горизонтальною швидкістю точки D хобота побудовано графік залежності $\Delta \dot{x} = \dot{x}_D - \dot{x}_B$ від відносного часу руху (рис. 2.21).

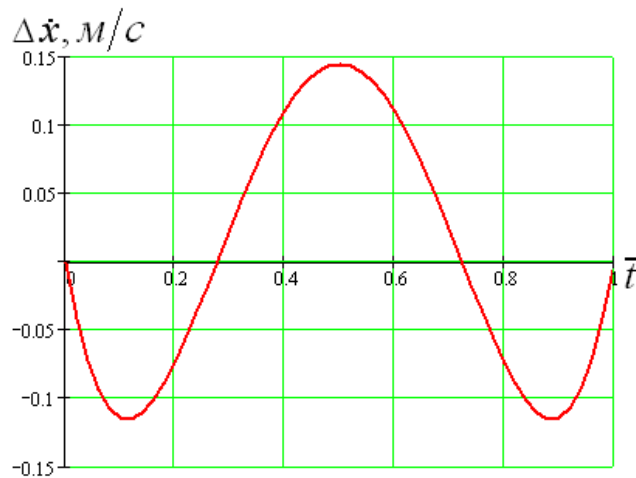


Рис. 2.21. Графік залежності $\Delta \dot{x}$ від відносного часу

Побудувавши графічну залежність $\Delta \ddot{x} = \ddot{x}_D - \ddot{x}_B$ від часу, досліджено різницю між прискоренням центру мас вантажу та горизонтальним прискоренням точки D (рис. 2.22).

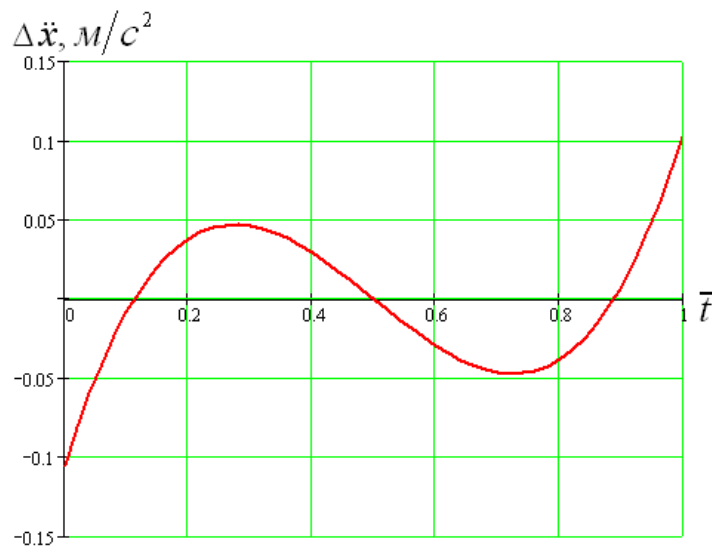


Рис. 2.22. Графік залежності $\Delta \ddot{x}$ від відносного часу

Графічні залежності (рис. 2.16-2.22) побудовані для випадку, коли стрілова система здійснює рух від мінімального значення вильоту до максимального.

Такий режим руху забезпечує мінімальні коливання вантажу на всій ділянці руху від мінімального значення вильоту до максимального.

Проте, аналізуючи графіки (рис. 2.18, 2.22) видно, що на початку та в кінці руху стрілової системи виникає м'який удар. Це пов'язано із тим, що вантаж на початку та в кінці руху має прискорення $0,121 \text{ м} / \text{с}^2$, при цьому прискорення у кінцевої точки хобота – відсутнє.

Але на відміну, від двох попередніх оптимальних режимів, цей режим руху стрілової системи може бути використаний на практиці.

Тому проведено повне кінематичне дослідження руху стрілової системи за умов цього режиму.

З урахуванням рівності (2.50) побудовано графік зміни кута нахилу стріли **a** залежно від відносного часу (рис. 2.23).

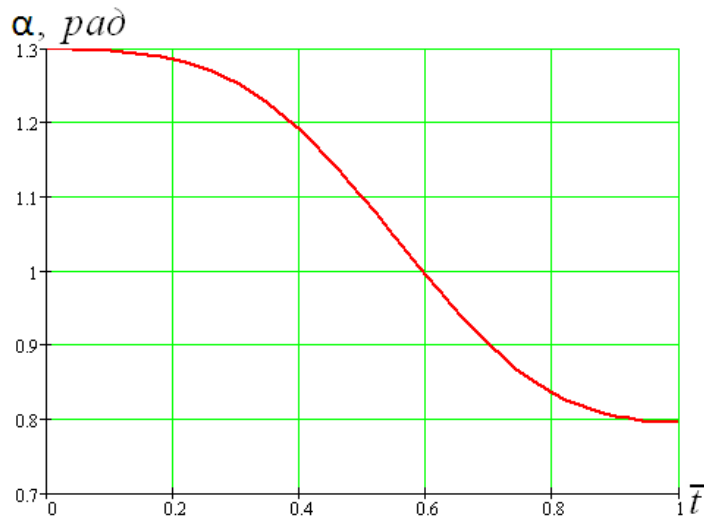


Рис. 2.23. Графік зміни кутової координати стріли α в процесі руху стрілової системи

В результаті диференціювання виразу (2.50) за часом, отримано залежність для визначення кутової швидкості стріли:

$$w = \dot{\alpha} = - \frac{\dot{z}}{\sqrt{1 - z^2}}, \quad (2.63)$$

де \dot{z} – вираз (2.49) продиференційований за часом (Додаток Б. Б 1).

За виразом (2.63) побудований графік зміни кутової швидкості стріли при зміні вильоту вантажу від мінімального значення до максимального (рис. 2.24).

Для більш повного дослідження руху стрілової системи потрібно дослідити зміну кутового прискорення стріли при збільшенні вильоту.

Для цього продиференційовано вираз (2.63) за часом:

$$e = \ddot{\alpha} = - \frac{\ddot{z}}{\sqrt{1 - z^2}} - \frac{\dot{z}^2 z}{(1 - z^2)^{\frac{3}{2}}}, \quad (2.64)$$

де \ddot{z} – друга похідна від виразу (2.49) за часом (Додаток Б. Б 2).

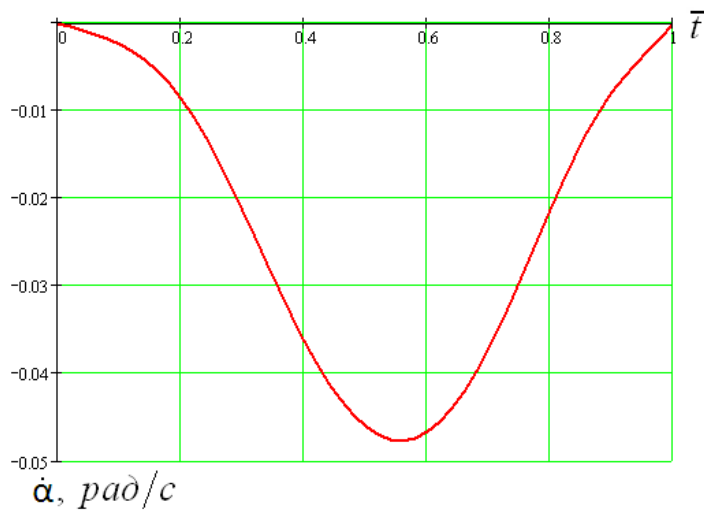


Рис. 2.24. Графік зміни кутової швидкості стріли $\dot{\alpha}$ в процесі руху стрілової системи

За виразом (2.64), побудовано графік зміни кутового прискорення стріли залежно від відносного часу руху (рис. 2.25).

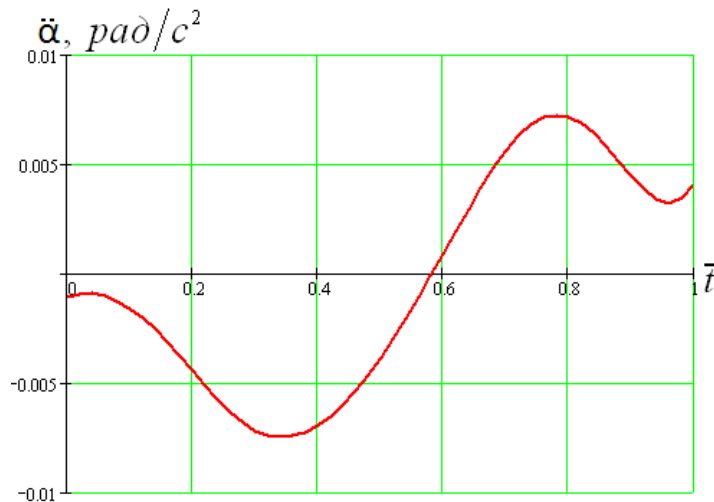


Рис. 2.25. Графік зміни кутового прискорення стріли $\ddot{\alpha}$ в процесі руху стрілової системи

Для дослідження кінематики руху ланок стрілової системи, побудовано графіки зміни координат центрів мас усіх ланок, під час руху стрілової системи від мінімального до максимального вильоту при досліджуваному оптимальному режимі.

Використовуючи перші вирази систем (2.10, 2.11, 2.15, 2.17), побудовано графіки зміни вертикальних координат для центрів мас, відповідно стріли y_1 , хобота y_2 , відтяжки y_3 та противаги y_4 (рис. 2.26).

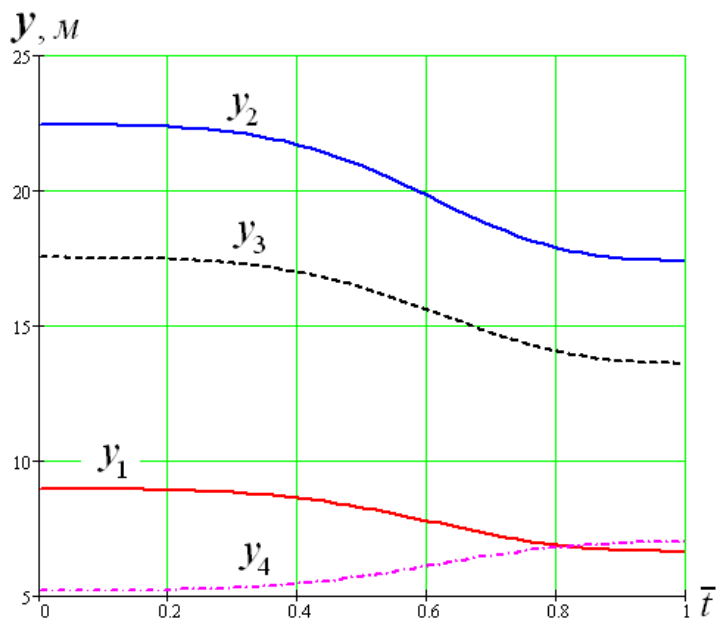


Рис. 2.26. Графіки зміни вертикальних координат ланок

Використовуючи перші вирази систем (2.13, 2.16, 2.18, 2.22), побудовано графіки зміни кутових координат, відповідно хобота j_2 , відтяжки j_3 та коромисла противаги j_4 (рис. 2.27).

За першим виразом системи (2.22) побудовано графічну залежність зміни кутової координати ротора електродвигуна (рис. 2.28), яка дозволяє визначити частоту обертання ротора в кожен момент часу і при будь-якому положенні стрілової системи за допомогою виразу:

$$n = \frac{j_6}{2p}. \quad (2.65)$$

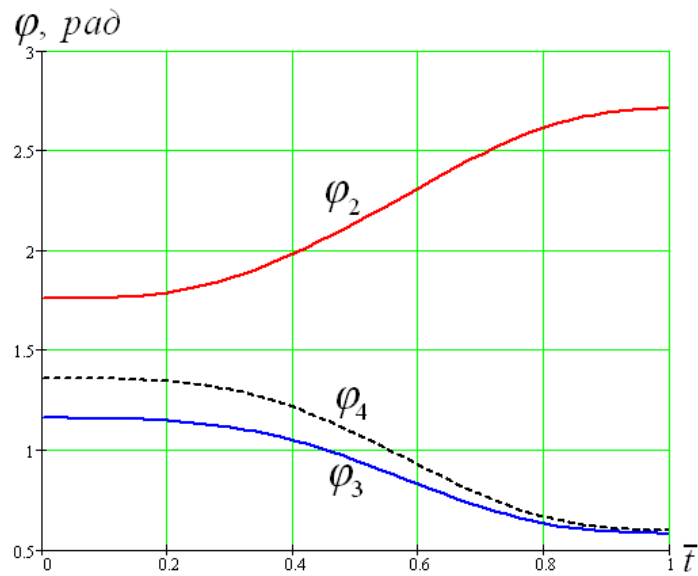


Рис. 2.27. Графіки зміни кутових координат ланок

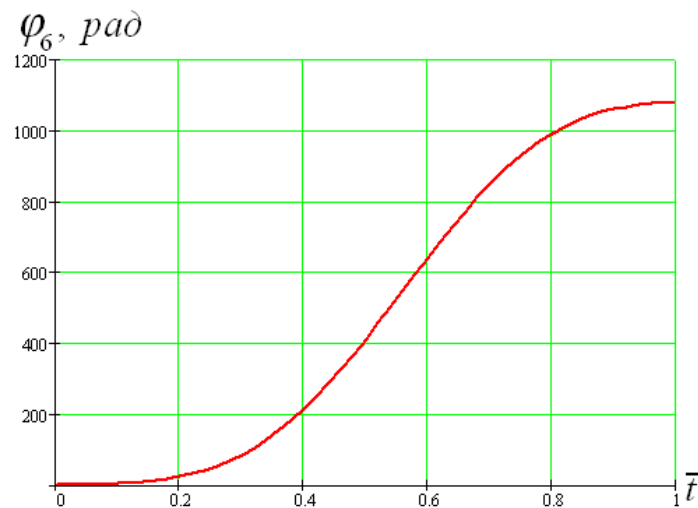


Рис. 2.28. Графік зміни кутової координати ротора електродвигуна

Використовуючи друге та третє рівняння системи (2.22) побудовано графічну залежність, відповідно кутової швидкості (рис. 2.29) та кутового прискорення ротора (рис. 2.30). Причому, такий же результат можна отримати використовуючи наступні рівняння:

$$\begin{aligned}
 \omega_6 = \dot{\varphi}_6 &= \frac{\pi j}{\pi a} \varphi_6; \\
 \epsilon_6 = \ddot{\varphi}_6 &= \frac{\pi j}{\pi a} \dot{\varphi}_6.
 \end{aligned}
 \tag{2.66}$$

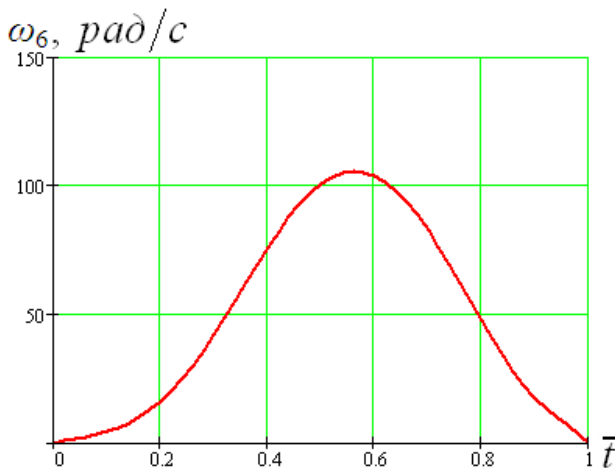


Рис. 2.29. Графік зміни кутової швидкості ротора електродвигуна

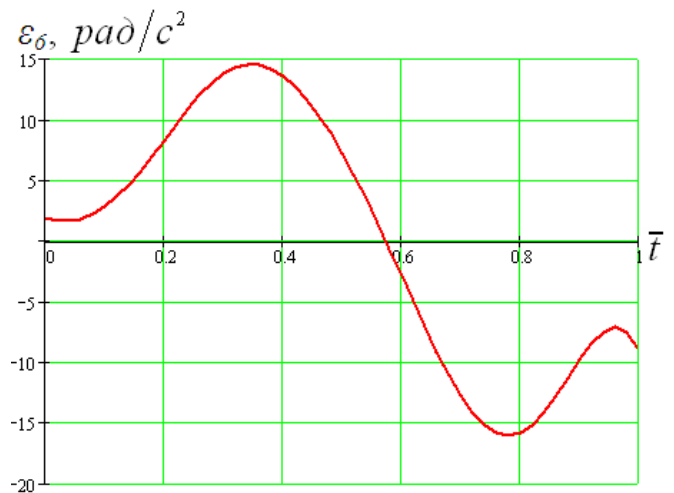


Рис. 2.30. Графік зміни кутового прискорення ротора електродвигуна

Оскільки, закони руху всіх ланок відомі, то використавши принцип можливих переміщень [58, 152], знайдено рівняння робіт всіх сил, що діють на стрілову систему (Додаток В. В 1). Можливі лінійні та кутові переміщення вказаного виразу, із урахуванням перших передаточних функцій (2.3), зв'язані із можливим кутовим переміщенням стріли наступними залежностями:

$$\begin{aligned}
 dj_6 &= \frac{\mathbb{I}j_6}{\mathbb{I}a} da, \quad dy_1 = \frac{\mathbb{I}y_1}{\mathbb{I}a} da, \quad dy_2 = \frac{\mathbb{I}y_2}{\mathbb{I}a} da, \quad dx_2 = \frac{\mathbb{I}x_2}{\mathbb{I}a} da, \\
 dj_2 &= \frac{\mathbb{I}j_2}{\mathbb{I}a} da, \quad dj_3 = \frac{\mathbb{I}j_3}{\mathbb{I}a} da, \quad dy_3 = \frac{\mathbb{I}y_3}{\mathbb{I}a} da, \quad dj_4 = \frac{\mathbb{I}j_4}{\mathbb{I}a} da, \\
 dy_4 &= \frac{\mathbb{I}y_4}{\mathbb{I}a} da, \quad dy = \frac{\mathbb{I}y}{\mathbb{I}a} da, \quad dx = \frac{\mathbb{I}x}{\mathbb{I}a} da. \quad (2.67)
 \end{aligned}$$

Рівняння робіт всіх сил, що діють на стрілову систему (Додаток В. В 1), із урахуванням співвідношень (2.67) набуває вигляду наведеного в додатку В (В 2). Провівши деякі перетворення, отримали кінцеве рівняння для визначення рушійного моменту приводу, протягом всього циклу зміни вильоту стрілової системи (Додаток В. В 3).

Для визначення крутного моменту електродвигуна користуються залежністю [74]:

$$M_E = \frac{M_P}{\eta}, \quad (2.68)$$

де $\eta = 0,9$ – ККД приводу механізму зміни вильоту.

В результаті побудовано графік зміни крутного моменту електродвигуна, залежно від відносного часу при оптимальному русі вантажу (рис. 2.31).

Оскільки, однією з найбільш навантажених ланок стрілової системи є зубчаста рейка (підрозділ 1.4), то потрібно визначити зусилля, що діють на неї. Зусилля в зубчастій рейці приводу, розділяється на дві складові: статичну та динамічну. Статична складова зусилля, створюється силами тяжіння, що діють на ланки та постійними зусиллями, а динамічна – силами та моментами сил інерції ланок. Ці складові зусиль, також знаходяться за принципом можливих переміщень (Додаток Г. Г 1, Г 2). Повне зусилля в зубчастій рейці знаходиться за рівністю:

$$F = F_{ст} + F_{дин}. \quad (2.69)$$

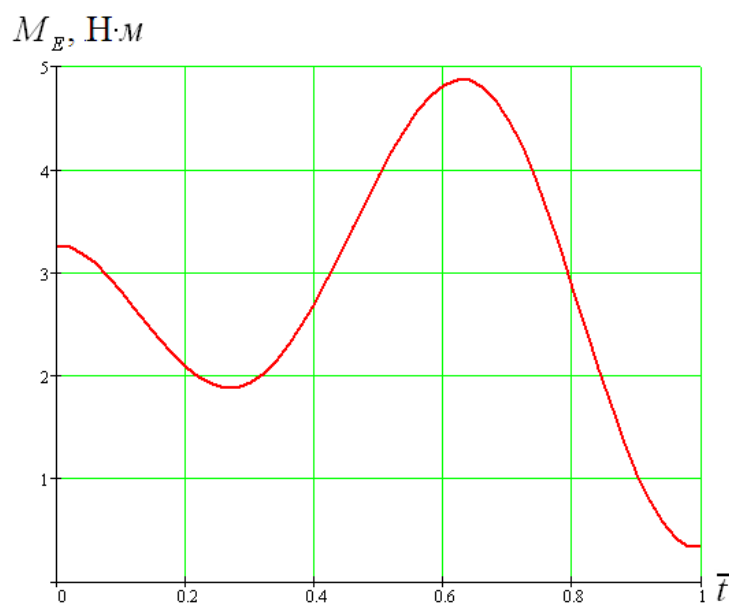


Рис. 2.31. Графік зміни крутного моменту електродвигуна

На рис. 2.32 зображено графіки зміни зусиль F , $F_{ст}$, $F_{дин}$ протягом всього часу зміни вильоту стрілової системи.

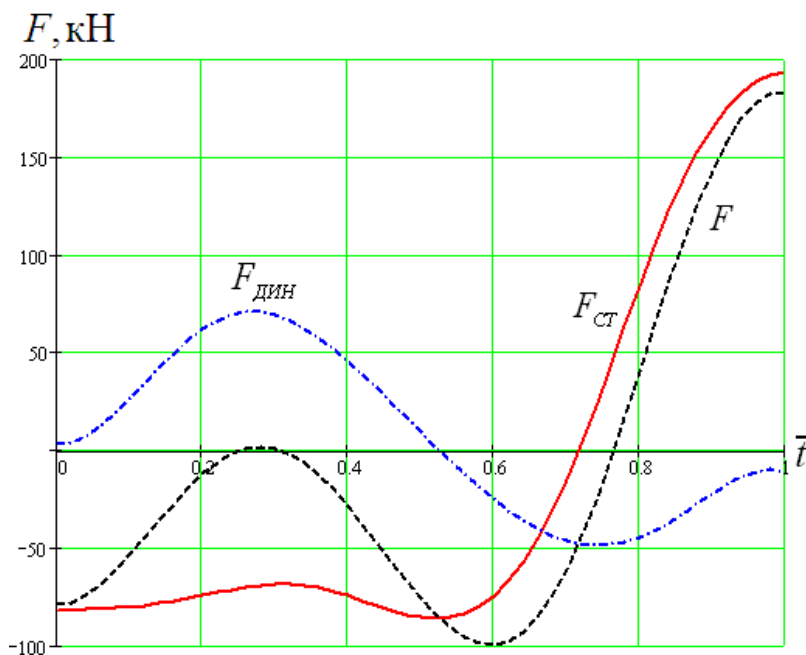


Рис. 2.32. Графік зміни зусилля в зубчастій рейці приводу

2.7. Оптимізація режимів руху стрілової системи крана по відхиленню ривків

На основі залежності (2.31) потрібно визначити такий режим руху стрілової системи та вантажу, при якому на всій ділянці руху середньоквадратичне відхилення між горизонтальним ривком кінцевої точки хобота і горизонтальним ривком центру мас вантажу, було б найменшим [160].

Вказаний функціонал досягає мінімуму на функціях, які є розв'язком рівняння Ейлера-Пуассона [123], і з урахуванням підінтегральної функції виразу (2.31) набуває вигляду:

$$\frac{\partial^2 x^v}{\partial x^2} - \frac{d}{dt} \frac{\partial^2 x^v}{\partial x \partial t} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial^2 x^v}{\partial x^2} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial^2 x^v}{\partial x \partial t^2} + \frac{d^4}{dt^4} \frac{\partial^2 x^v}{\partial x^2} - \frac{d^5}{dt^5} \frac{\partial^2 x^v}{\partial x^2} = 0. \quad (2.70)$$

Це рівняння зводиться до диференціального рівняння десятого порядку:

$$\overset{x}{x} = 0. \quad (2.71)$$

Проінтегрувавши рівняння (2.71) за часом, отримано залежності кінематичних характеристик:

$$\begin{aligned} \overset{ix}{x} &= D_1; \quad \overset{viii}{x} = D_1 t + D_2; \quad \overset{vii}{x} = \frac{1}{2} D_1 t^2 + D_2 t + D_3; \\ \overset{vi}{x} &= \frac{1}{6} D_1 t^3 + \frac{1}{2} D_2 t^2 + D_3 t + D_4; \quad \overset{v}{x} = \frac{1}{24} D_1 t^4 + \frac{1}{6} D_2 t^3 + \frac{1}{2} D_3 t^2 + D_4 t + D_5; \\ \overset{iv}{x} &= \frac{1}{120} D_1 t^5 + \frac{1}{24} D_2 t^4 + \frac{1}{6} D_3 t^3 + \frac{1}{2} D_4 t^2 + D_5 t + D_6; \\ \overset{iii}{x} &= \frac{1}{720} D_1 t^6 + \frac{1}{120} D_2 t^5 + \frac{1}{24} D_3 t^4 + \frac{1}{6} D_4 t^3 + \frac{1}{2} D_5 t^2 + D_6 t + D_7; \\ \overset{ii}{x} &= \frac{1}{5040} D_1 t^7 + \frac{1}{720} D_2 t^6 + \frac{1}{120} D_3 t^5 + \frac{1}{24} D_4 t^4 + \frac{1}{6} D_5 t^3 + \frac{1}{2} D_6 t^2 + \\ &+ D_7 t + D_8; \\ \overset{i}{x} &= \frac{1}{40320} D_1 t^8 + \frac{1}{5040} D_2 t^7 + \frac{1}{720} D_3 t^6 + \frac{1}{120} D_4 t^5 + \frac{1}{24} D_5 t^4 + \\ &+ \frac{1}{6} D_6 t^3 + \frac{1}{2} D_7 t^2 + D_8 t + D_9; \\ x &= \frac{1}{362880} D_1 t^9 + \frac{1}{40320} D_2 t^8 + \frac{1}{5040} D_3 t^7 + \frac{1}{720} D_4 t^6 + \\ &+ \frac{1}{120} D_5 t^5 + \frac{1}{24} D_6 t^4 + \frac{1}{6} D_7 t^3 + \frac{1}{2} D_8 t^2 + D_9 t + D_{10}, \end{aligned} \quad (2.72)$$

де $D_1, D_2, D_3, D_4, D_5, D_6, D_7, D_8, D_9, D_{10}$ – постійні інтегрування, які визначаються за крайовими умовами руху.

Для забезпечення рівності між прискоренням руху вантажу та прискоренням кінцевої точки хобота, на початку та в кінці зміни вильоту крайові умови по-

винні мати такий вигляд: $t = 0, x = x_0, \dot{x} = \ddot{x} = \overset{IV}{\ddot{\ddot{x}}} = x = 0$; $t = t_1, x = x_1, \dot{x} = \ddot{x} = \overset{IV}{\ddot{\ddot{x}}} = x = 0$.

За вказаних крайових умов постійні інтегрування приймають значення:

$$\begin{aligned}
 D_{10} &= x_0; D_9 = D_8 = D_7 = D_6 = 0; \\
 D_5 &= 15120 \frac{x_1 - x_0}{t_1^5}; D_4 = -302400 \frac{x_1 - x_0}{t_1^6}; \\
 D_3 &= 2721600 \frac{x_1 - x_0}{t_1^7}; D_2 = -12700800 \frac{x_1 - x_0}{t_1^8}; \\
 D_1 &= 25401600 \frac{x_1 - x_0}{t_1^9}.
 \end{aligned} \tag{2.73}$$

Після підстановки цих постійних інтегрування в залежності (2.72), знайдено такий режим руху вантажу, що забезпечує мінімальне середньоквадратичне відхилення між ривком вантажу та ривком кінцевої точки хобота на всій ділянці руху:

$$\begin{aligned}
 x &= x_0 + R_0 + (x_1 - x_0)(70\bar{t}^9 - 315\bar{t}^8 + 540\bar{t}^7 - 420\bar{t}^6 + 126\bar{t}^5); \\
 \dot{x} &= 630 \frac{(x_1 - x_0)}{t_1} (\bar{t}^8 - 4\bar{t}^7 + 6\bar{t}^6 - 4\bar{t}^5 + \bar{t}^4); \\
 \ddot{x} &= 2520 \frac{(x_1 - x_0)}{t_1^2} (2\bar{t}^7 - 7\bar{t}^6 + 9\bar{t}^5 - 5\bar{t}^4 + \bar{t}^3); \\
 \overset{IV}{\ddot{\ddot{x}}} &= 2520 \frac{(x_1 - x_0)}{t_1^3} (14\bar{t}^6 - 42\bar{t}^5 + 45\bar{t}^4 - 20\bar{t}^3 + 3\bar{t}^2);
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
x &= 15120 \frac{(x_1 - x_0)}{t_1^4} (14\bar{t}^5 - 35\bar{t}^4 + 30\bar{t}^3 - 10\bar{t}^2 + \bar{t}); \\
x &= 15120 \frac{(x_1 - x_0)}{t_1^5} (70\bar{t}^4 - 140\bar{t}^3 + 90\bar{t}^2 - 20\bar{t} + 1); \\
x &= 302400 \frac{(x_1 - x_0)}{t_1^6} (14\bar{t}^3 - 21\bar{t}^2 + 9\bar{t} - 1),
\end{aligned} \tag{2.74}$$

де t_1 – час руху вантажу; \bar{t} – відносний час руху стрілової системи, причому $0 \leq \bar{t} \leq 1$ (2.37).

Враховуючи кінематичні характеристики оптимального режиму руху вантажу (2.74) та друге рівняння системи (2.7), знайдено характеристики оптимального режиму руху вісі кінцевого блока хобота:

$$\begin{aligned}
x_D &= x + \frac{H}{g} \ddot{x}_D = x + \frac{H}{g} \ddot{x}_D = x + \frac{H}{g} \ddot{x}_D; \\
\ddot{x}_D &= \ddot{x} + \frac{H}{g} \ddot{x}; \quad \dot{x}_D = \dot{x} + \frac{H}{g} \dot{x}; \quad x_D = x + \frac{H}{g} x.
\end{aligned} \tag{2.75}$$

Для дослідження руху вантажу під час зміни вильоту, побудовано графіки горизонтальної координати центру мас вантажу x та координати кінцевої точки хобота D x_D в залежності від відносного часу (рис. 2.33).

Крім того, побудовано графіки зміни швидкостей вантажу \dot{x} та кінцевої точки хобота D \dot{x}_D залежно від відносного часу (рис. 2.34), графіки зміни прискорень вантажу \ddot{x} та кінцевої точки хобота D \ddot{x}_D (рис. 2.35), а також графіки зміни ривків цих точок (рис. 2.36).

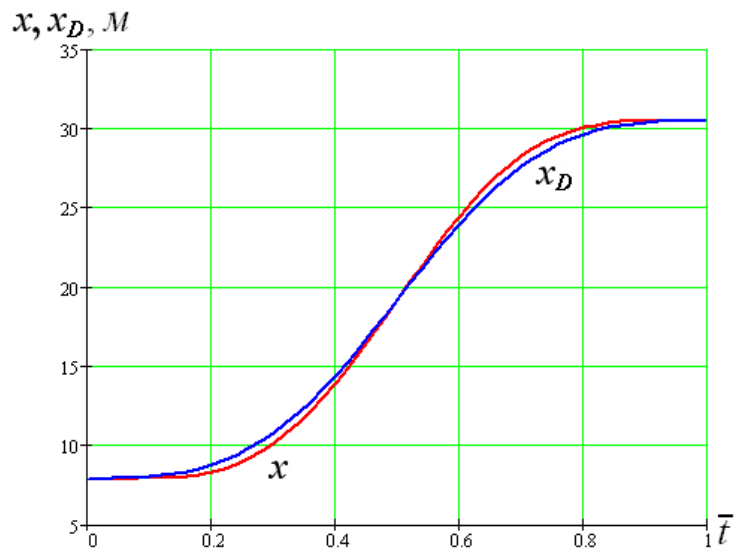


Рис. 2.33. Графік зміни координат вантажу та кінцевої точки хобота

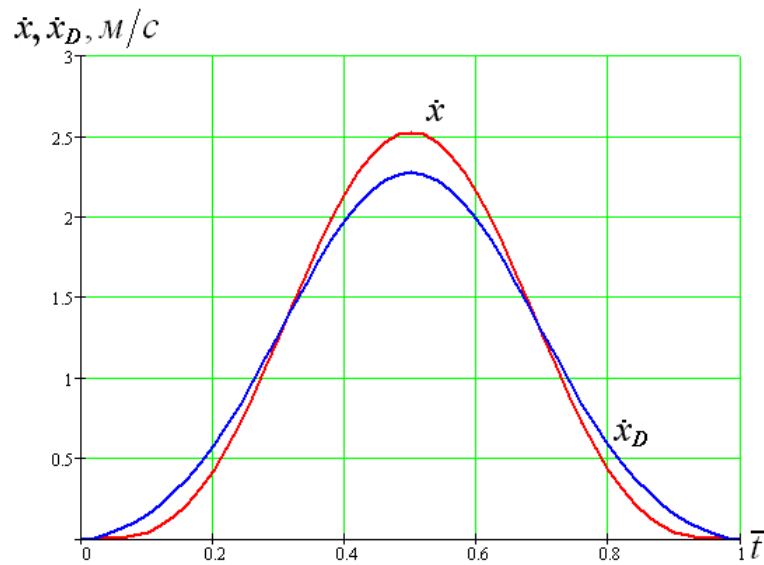


Рис. 2.34. Графік зміни швидкостей вантажу та кінцевої точки хобота

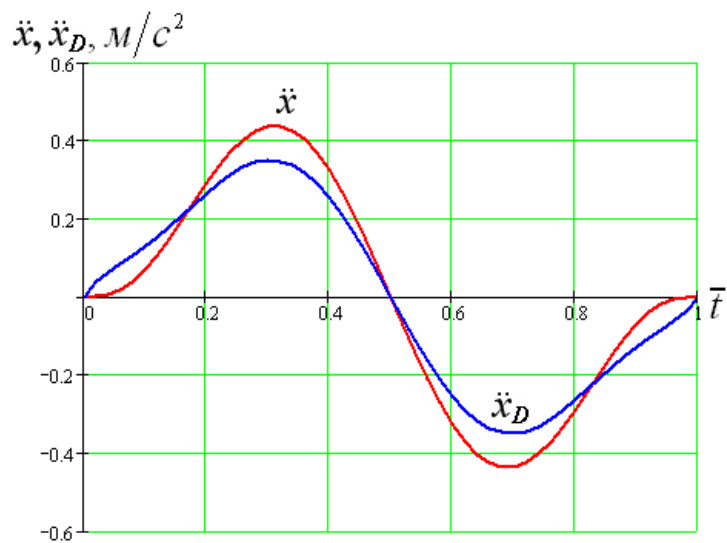


Рис. 2.35. Графік зміни прискорень вантажу та кінцевої точки хобота

Для того, щоб проаналізувати на скільки відхиляється вантаж від заданого положення, побудовано графік залежності $\Delta x = x - x_D$ від відносного часу, який відображає різницю між горизонтальною координатою вантажу та горизонтальною координатою точки D в кожний момент часу (рис. 2.37).

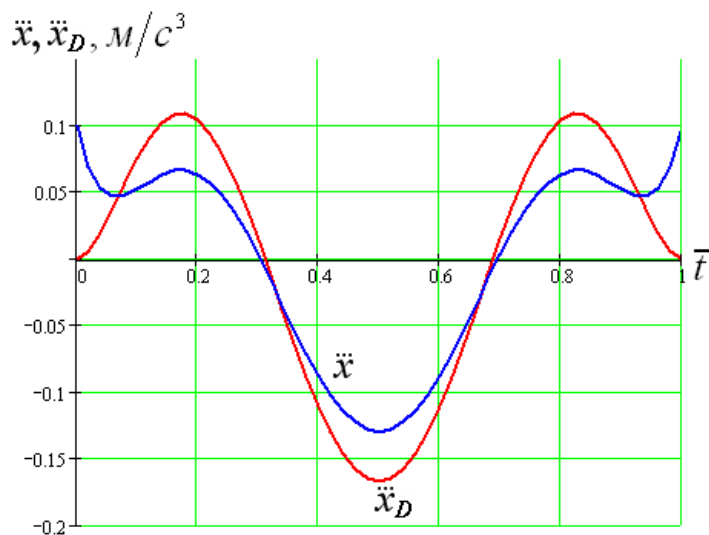


Рис. 2.36. Графік зміни ривків вантажу та кінцевої точки хобота

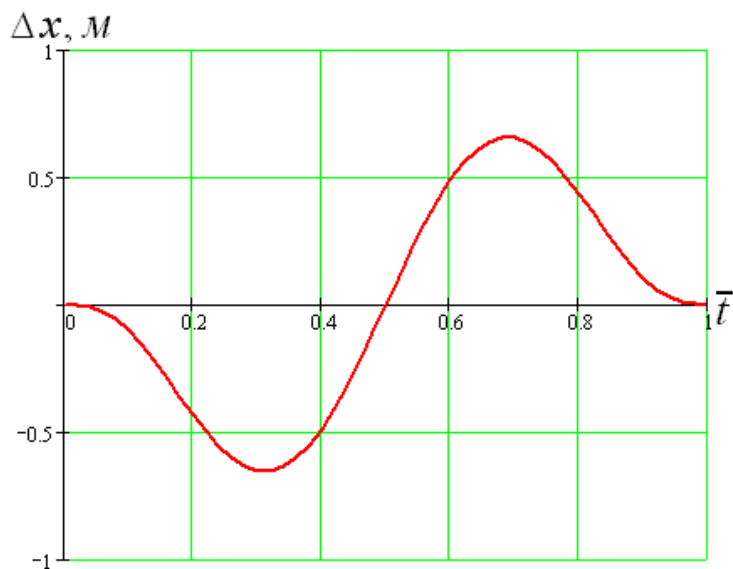


Рис. 2.37. Графік залежності Δx від відносного часу

Для аналізу різниці між швидкістю вантажу та горизонтальною швидкістю точки D хобота побудовано графік залежності $\Delta \dot{x} = \dot{x} - \dot{x}_D$ від відносного часу (рис. 2.38).

За графічною залежністю $\Delta \dot{x} = \ddot{x} - \ddot{y}$ від відносного часу, можна проаналізувати різницю між прискоренням центру мас вантажу та горизонтальним прискоренням точки D (рис. 2.39).

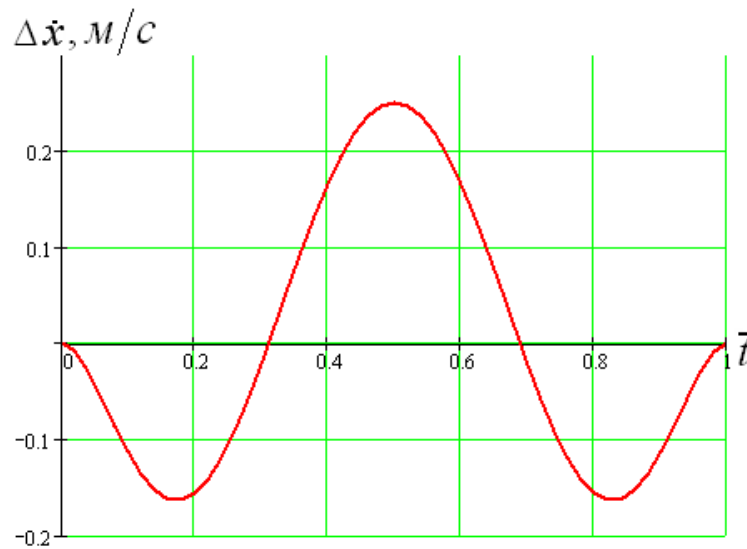


Рис. 2.38. Графік залежності $\Delta \dot{x}$ від відносного часу

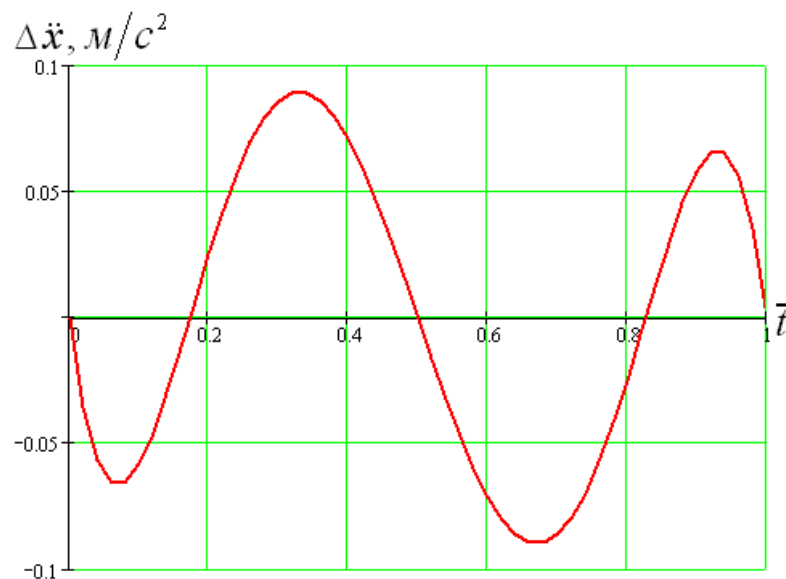


Рис. 2.39. Графік залежності $\Delta \ddot{x}$ від відносного часу

Додатково побудовано графічну залежність $\Delta \ddot{x} = \ddot{x} - \ddot{y}$ від часу і за її допомогою можна проаналізувати зміну різниці між ривком центру мас вантажу та горизонтальним ривком точки D (рис. 2.40).

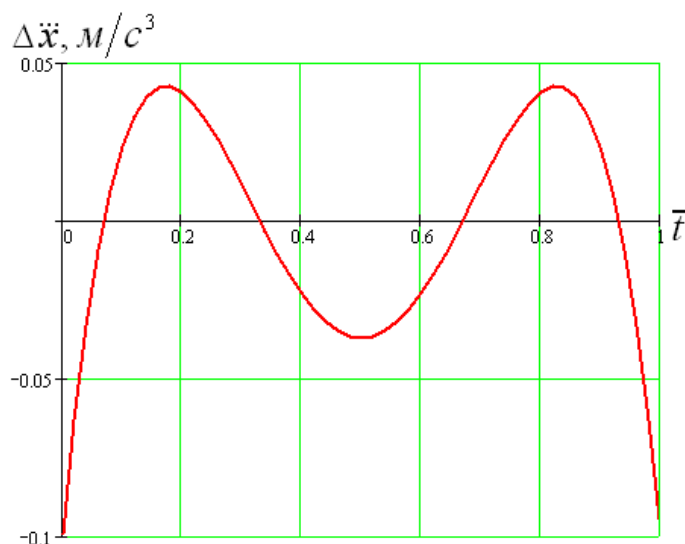


Рис. 2.40. Графік залежності $\Delta \ddot{x}$ від відносного часу

Графічні залежності (рис. 2.33-2.40) побудовані для випадку, коли стрілова система здійснює рух від мінімального значення вильоту до максимального.

Такий режим руху забезпечує мінімальні коливання вантажу на всій ділянці руху від мінімального значення вильоту до максимального.

Постає задача повного кінематичного дослідження руху стрілової системи за умов цього режиму.

Використовуючи рівність (2.50) побудовано графік зміни кута нахилу стріли α залежно від відносного часу (рис. 2.41).

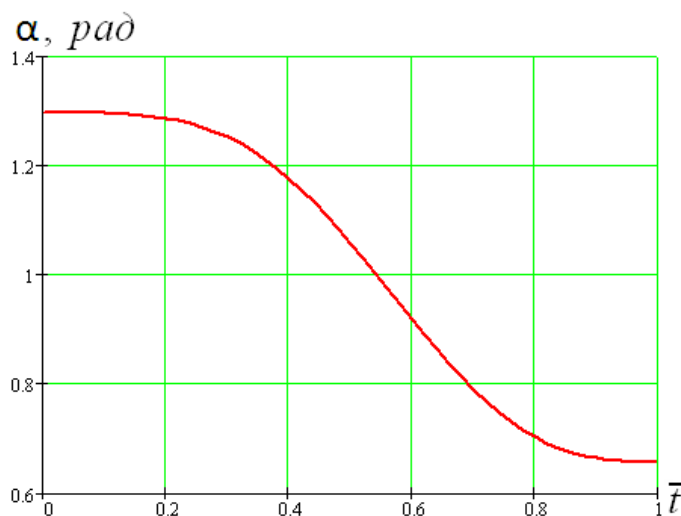


Рис. 2.41. Графік зміни куткової координати стріли α в процесі руху стрілової системи

За виразом (2.63) побудовано графік зміни кутової швидкості стріли при зміні вильоту вантажу від мінімального значення до максимального (рис. 2.42).

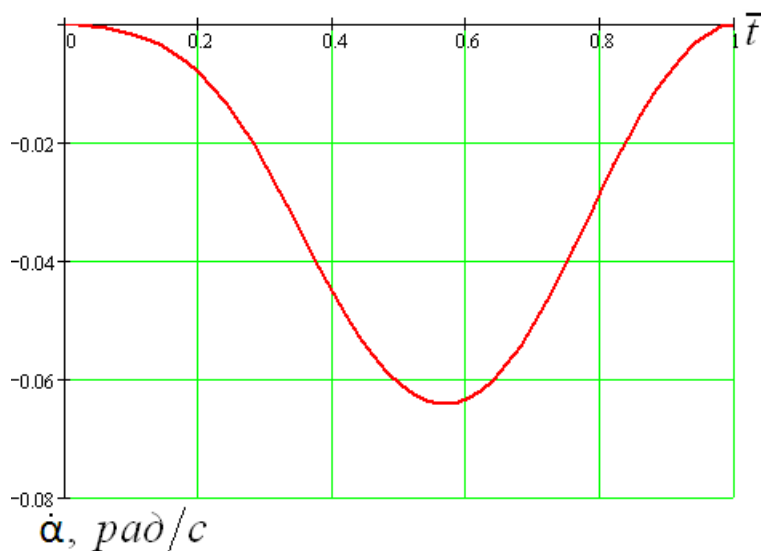


Рис. 2.42. Графік зміни кутової швидкості стріли $\dot{\alpha}$ в процесі руху стрілової системи

З використанням виразу (2.64), побудовано графік зміни кутового прискорення стріли залежно від відносного часу (рис. 2.43).

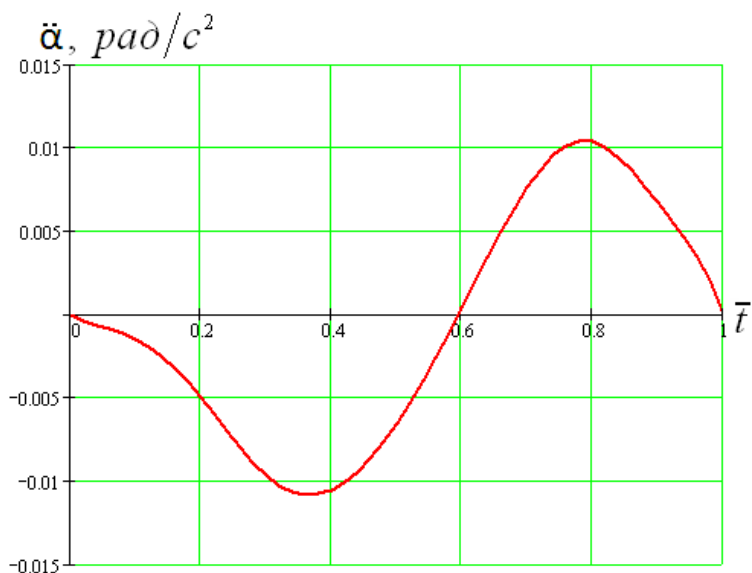


Рис. 2.43. Графік зміни кутового прискорення стріли $\ddot{\alpha}$ в процесі руху стрілової системи

Додатково побудовано графіки зміни координат центрів мас усіх ланок, під час руху стрілової системи від мінімального до максимального вильоту при досліджуваному оптимальному режимі.

Використовуючи перші вирази систем (2.10, 2.11, 2.15, 2.17) побудовано графіки зміни вертикальних координат для центрів мас, відповідно стріли y_1 , хобота y_2 , відтяжки y_3 та противаги y_4 (рис. 2.44).

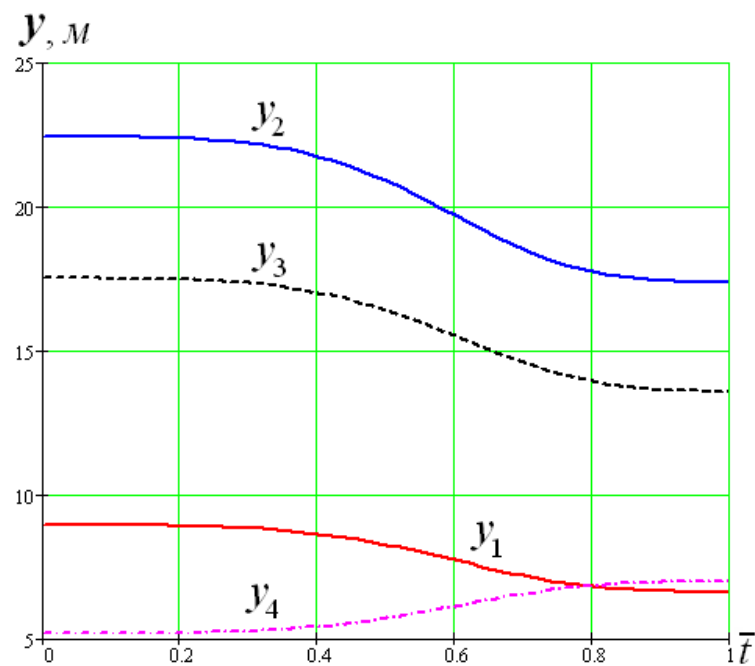


Рис. 2.44. Графіки зміни вертикальних координат ланок

Використовуючи перші вирази систем (2.13, 2.16, 2.18, 2.22), побудовано графіки зміни кутових координат, відповідно хобота j_2 , відтяжки j_3 та коромисла противаги j_4 (рис. 2.45).

За першим виразом системи (2.22) побудовано графічну залежність зміни кутової координати ротора електродвигуна (рис. 2.46).

Використовуючи друге та третє рівняння системи (2.22), побудовано графічну залежність, відповідно кутової швидкості (рис. 2.47) та кутового прискорення ротора електродвигуна (рис. 2.48).

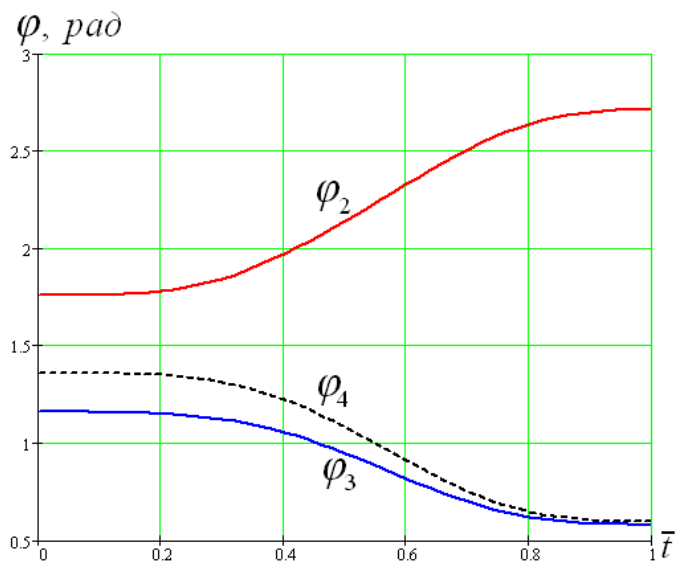


Рис. 2.45. Графіки зміни кутових координат ланок

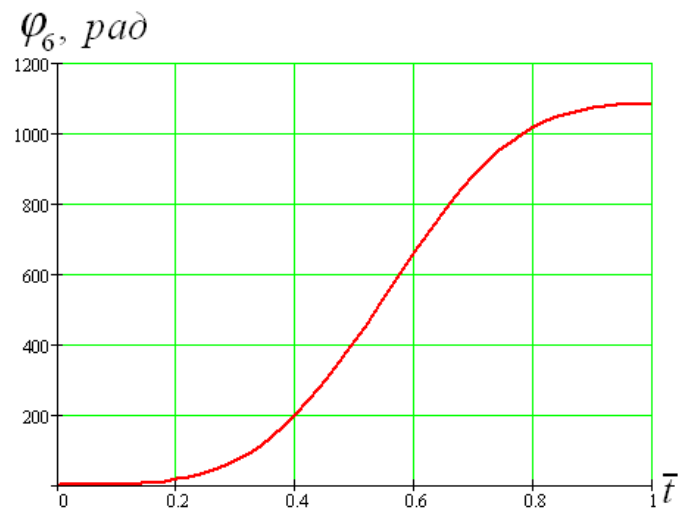


Рис. 2.46. Графік зміни кутової координати ротора електродвигуна

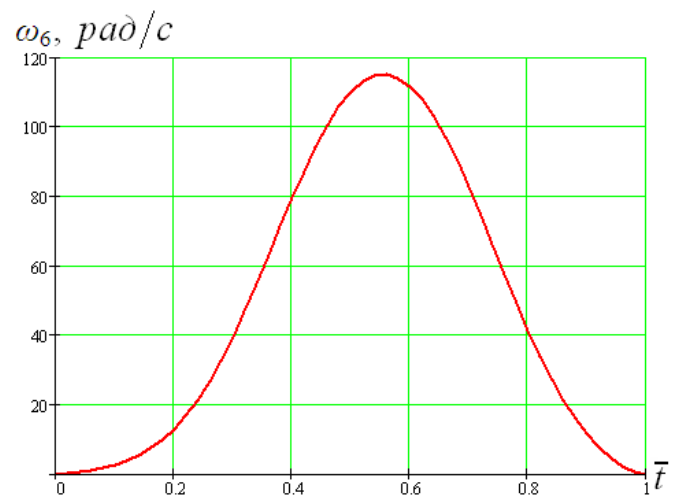


Рис. 2.47. Графік зміни кутової швидкості ротора електродвигуна

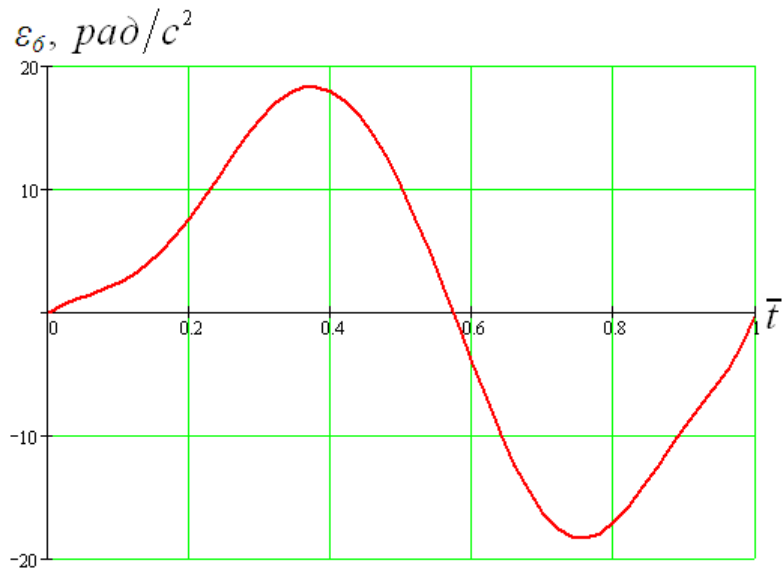


Рис. 2.48. Графік зміни кутового прискорення ротора електродвигуна

Використовуючи рівняння для визначення рушійного моменту приводу, протягом всього циклу зміни вильоту стрілової системи (Додаток В. В 3) та рівність (2.68), побудовано графік зміни крутного моменту електродвигуна, залежно від відносного часу при оптимальному русі вантажу (рис. 2.49).

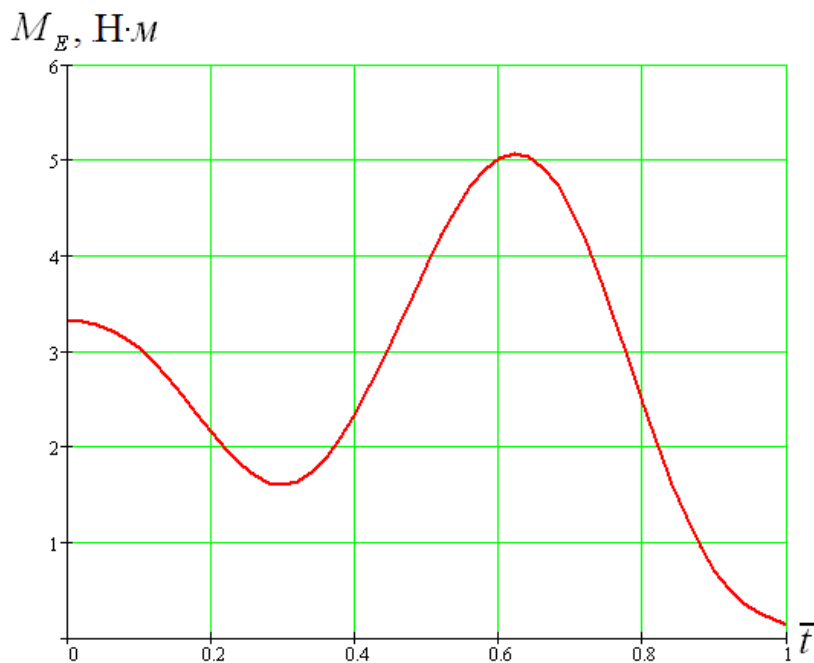


Рис. 2.49. Графік зміни крутного моменту електродвигуна

За допомогою виразів, наведених у додатку Г (Г 1, Г 2) та рівності (2.69), побудовано графіки зміни зусиль F , $F_{ст}$, $F_{дин}$ протягом всього часу зміни вильоту стрілової системи (рис. 2.50).

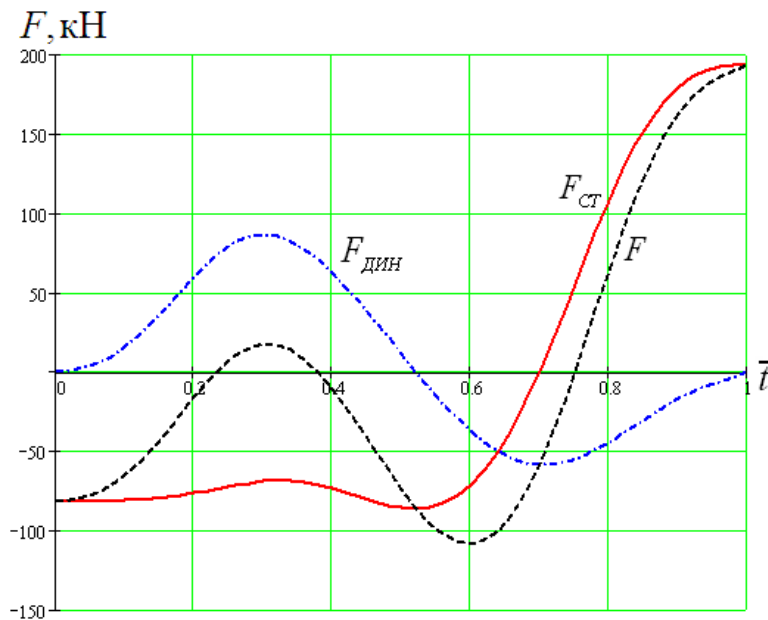


Рис. 2.50. Графік зміни зусиль в зубчастій рейці приводу

2.8. Порівняння кінематичних та силових параметрів при різних оптимальних режимах руху

Для покращення кінематичних та силових параметрів при зміні вильоту шарнірно-зчленованої стрілової системи було синтезовано чотири оптимальні режими: режим, що забезпечує мінімізацію різниці між горизонтальними координатами кінцевої точки хобота і вантажу; режим, що забезпечує мінімізацію різниці між горизонтальними швидкостями кінцевої точки хобота і вантажу; режим, що забезпечує мінімізацію різниці між горизонтальними прискореннями кінцевої точки хобота і вантажу; режим, що забезпечує мінімізацію різниці між горизонтальними ривками кінцевої точки хобота і вантажу. Особливості цих режимів наведені в підрозділах 2.4–2.7. Однак, як зазначалося вище, деякі режими не можуть практично застосовуватися, тому що не забезпечуються початкові та кінцеві умови руху вантажу. Тому режими по відхиленню переміщень та швидкостей є лише теоретичними, і по них не проводилося повне кінематичне та силове дослідження

стрілової системи при зміні вильоту. Результатом теоретичних досліджень є кінематичні та силові параметри точок с ланок стрілової системи. Ці результати занесені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Кінематичні та силові параметри точок та ланок стрілової системи

Параметр		Режим по відхиленню:			
		переміщень	швидкостей	прискорень	ривків
Швидкість вантажу $v, \text{ м/с}$	min	0	0	0	0
	max	1,541	1,926	1,949	2,192
Швидкість точки D $v_D, \text{ м/с}$	min	-0,038	0,18	0	0
	max	1,503	1,831	1,804	1,975
Прискорення вантажу $a, \text{ м/с}^2$	min	-0,275	-0,269	-0,304	-0,379
	max	0,28	0,269	0,304	0,379
Прискорення точки D $a_D, \text{ м/с}^2$	min	-0,275	-0,24	-0,257	-0,303
	max	0,28	0,24	0,257	0,303
Ривок вантажу $\dot{a}, \text{ м/с}^3$	min	-0,025	-0,064	-0,097	-0,145
	max	-0,025	0,127	0,077	0,094
Ривок точки D $\dot{a}_D, \text{ м/с}^3$	min	0	-0,059	-0,082	-0,113
	max	0	0,132	0,051	0,086
Кутова швидкість стріли $\omega, \text{ с}^{-1}$	min	-0,044	-0,052	-0,048	-0,052
	max	0,00048	-0,0019	0	0
Кутове прискорення стріли $\dot{\omega}, \text{ с}^{-2}$	min	-0,0049	-0,0069	-0,0075	-0,00897
	max	0,014	0,0082	0,0072	0,00831
Кутова швидкість двигуна $W_6, \text{ с}^{-1}$	min	н.д.	н.д.	0	0
	max	н.д.	н.д.	105,29	115,04
Кутове прискорення двигуна $e_6, \text{ с}^{-2}$	min	н.д.	н.д.	-16,06	-18,461
	max	н.д.	н.д.	14,64	17,536
Крутний момент двигуна $M_E, \text{ Н}\cdot\text{м}$	min	н.д.	н.д.	0,33	0,134
	max	н.д.	н.д.	4,87	5,071
Статичне зусилля в рейці $F_{CT}, \text{ кН}$	min	н.д.	н.д.	-86,14	-86,14
	max	н.д.	н.д.	193,866	193,866

Параметр		Режим по відхиленню:			
		переміщень	швидкостей	прискорень	ривків
Динамічне зусилля в рейці $F_{дин}, кН$	min	н.д.	н.д.	-48,342	-58,299
	max	н.д.	н.д.	71,044	86,816
Повне зусилля в рейці $F, кН$	min	н.д.	н.д.	-99,502	-108,403
	max	н.д.	н.д.	183,07	193,87

Примітка: н.д. – характеристика стрілової системи за умов вказаного оптимального режиму не досліджувалася.

Порівнюючи дані таблиці 2.1, за умов режимів оптимізації за відхиленням прискорень та ривків видно, що горизонтальна швидкість вантажу приблизно однакова за обох режимів. Однак порівнюючи прискорення та ривок вантажу, видно, що при ривковому режимі ці параметри суттєво збільшені. Крім того, для забезпечення оптимального режиму руху за ривком, електродвигун механізму зміни вильоту повинен працювати з максимально можливою частотою обертання, що негативно відобразиться на його експлуатаційних показниках. Порівнюючи статичні зусилля в рейці, видно що вони за обох режимів однакові, тому що не залежать від умов руху стрілової системи. Але збільшення кінематичних параметрів при ривковому режимі призвело до збільшення динамічного, а відповідно, повного зусилля в зубчастій рейці. Це зусилля становить 183,07 кН – при оптимізації за відхиленням прискорень та 193,87 кН – при оптимізації за відхиленням ривків. Причому, як видно з графіка (рис. 2.50), при максимальному вильоті стрілової системи рейка працює на розтяг і це забезпечується лише одним статичним навантаженням. Тому, незважаючи на переваги ривкового режиму по забезпеченню крайових умов руху вантажу, більш доцільно на практиці застосовувати режим оптимізації за відхиленням прискорень. Однак, ці рекомендації є лише попередніми, а для повного аналізу руху стрілової системи за умов оптимального режиму необхідно провести експериментальні дослідження.

Висновки до другого розділу

1. Побудована динамічна та математична моделі шарнірно-зчленованої стрілової системи крана, з урахуванням особливостей конструкції реальної стрілової системи та прийнятих припущень.
2. Встановлені критерії оптимізації руху стрілової системи, за яких забезпечуються мінімальні розгойдування вантажу.
3. Проведений кінематичний аналіз оптимізованого руху стрілової системи разом із вантажем.
4. Встановлено, оптимальні режими руху стрілової системи, що можуть застосовуватися на практиці.
5. Проведено аналіз силових параметрів механізму зміни вильоту при русі стрілової системи за оптимальних режимів руху.
6. Встановлено оптимальний режим руху стрілової системи, що дозволяє забезпечити мінімальні навантаження на привод механізму зміни вильоту вантажу.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Програма експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження проводяться для підтвердження теоретичних передумов та правильності отриманих результатів теоретичних досліджень і розрахунків. Експериментальні дослідження допомагають встановити області та можливості застосування оптимального керування кранами із шарнірно-зчленованою стріловою системою. Крім того, експериментальні дослідження дозволяють наочно порівняти вплив розгойдування вантажу на стрілову систему при звичайному та оптимальному керуванні електроприводом механізму зміни вильоту.

В більшості випадків натурні експериментальні дослідження та випробування проводяться на реальній машині. Однак в деяких випадках проведення досліджень на реальній машині є дуже трудомістким або неможливим із економічної чи технологічної точки зору. Тоді для проведення досліджень створюється натурна фізична модель машини, яка в певному масштабі відтворюватиме досліджуваний процес або явище [161]. Тому для вдосконалення механізму зміни вильоту стрілової системи порталного крана [4, 10, 11] та для здійснення частотного керування його електроприводом запропоновано створити натурну модель стрілової системи крана МАРК 40 [2, 5, 25].

Програма експериментальних досліджень передбачає наступні етапи:

- вибір критеріїв подібності створюваної фізичної моделі та реального прототипу;
- розрахунок геометричних та інерційних параметрів моделі;
- розробку конструкції та виготовлення фізичної моделі шарнірно-зчленованої стрілової системи крана, для лабораторного дослідження впливу розгойдування вантажу на динаміку руху стрілової системи;
- розробку методики проведення вимірювань параметрів стрілової системи при переміщенні вантажу;

- підбір вимірювально-реєструючого обладнання для визначення параметрів, що характеризують динамічні навантаження;
- підбір програмного забезпечення для оптимального керування рухом фізичної моделі;
- планування експерименту для дослідження параметрів стрілової системи при переміщенні вантажу, як при звичайному, так і при оптимальному керуванні електроприводом механізму зміни вильоту;
- вибір методики, обробка та порівняння даних експериментальних досліджень.

3.2. Вибір критеріїв подібності моделі

При створенні моделі вказаної стрілової системи користуються механічною подібністю [162]. Механічна подібність належить до фізичної подібності і до її складу входять геометрична, кінематична та динамічна подібності.

Запропонована фізична модель призначена для дослідження динаміки руху стрілової системи під час зміни вильоту вантажу, тому визначальними досліджуваними величинами є маси ланок та їх моменти інерції, лінійні та кутові швидкості ланок. Виходячи з цього, при визначенні масштабу моделі використовуються не одиничні коефіцієнти подібності, а комплексні критерії подібності. Для визначення умов подібності реальної стрілової системи крана та натурної моделі користуються математичними рівняннями, що описують досліджуване явище. Тому для визначення комплексних критеріїв подібності створюваної моделі та реального крана скористаємося рівнянням руху стрілової системи при зміні вильоту вантажу (2.7). Але для спрощення математичних розрахунків виключимо із його параметри, що характеризують коливання вантажу і приведемо його до явного виду з урахуванням рекомендацій [19]:

$$\begin{aligned}
 & \frac{M \frac{\partial^2 j_6}{\partial a^2} - \frac{\partial}{\partial t} m_1 g \frac{\partial y_1}{\partial a} + m_2 g \frac{\partial y_2}{\partial a} + m_3 g \frac{\partial y_3}{\partial a} + m_4 g \frac{\partial y_4}{\partial a} + m g \frac{\partial y}{\partial a} \ddot{\vartheta}}{W} = \\
 & = J_0 \frac{dW}{da} + \frac{1}{2} \frac{\partial J_0}{\partial a} W,
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

де a – кутова координата стріли, що прийнята за узагальнену координату;

J_0 – момент інерції стрілової системи, зведений до узагальненої координати a ;

$\frac{\partial J_0}{\partial a}$ – часткова похідна зведеного моменту інерції по координаті a ;

W – кутова швидкість стріли;

$\frac{dW}{da}$ – часткова похідна кутової швидкості стріли по координаті a ;

M – рушійний момент на валу електродвигуна приводного механізму;

$\frac{\partial y_1}{\partial a}$, $\frac{\partial y_2}{\partial a}$, $\frac{\partial y_3}{\partial a}$, $\frac{\partial y_4}{\partial a}$, $\frac{\partial y}{\partial a}$ – передаточні функції першого порядку, що зв'язують вертикальні координати центрів мас ланок із координатою стріли, відповідно стріли, хобота, відтяжки, противаги, вантажу;

$\frac{\partial^2 j_6}{\partial a^2}$ – передаточна функція першого порядку, що зв'язує кутову координату ротора електродвигуна із координатою стріли.

Зведений момент інерції стрілової системи з вантажем визначається залежністю:

$$\begin{aligned}
 J_0 = & J_1 + m_2 \frac{\partial^2 x_2}{\partial a^2} \ddot{\vartheta} + \frac{\partial y_2}{\partial a} \ddot{\vartheta} \dot{\vartheta} + J_2 \frac{\partial^2 j_2}{\partial a^2} \ddot{\vartheta} + J_3 \frac{\partial^2 j_3}{\partial a^2} \ddot{\vartheta} + \\
 & + J_4 \frac{\partial^2 j_4}{\partial a^2} \ddot{\vartheta} + m \frac{\partial^2 x}{\partial a^2} \ddot{\vartheta} + \frac{\partial y}{\partial a} \ddot{\vartheta} \dot{\vartheta} + J_6 \frac{\partial^2 j_6}{\partial a^2} \ddot{\vartheta},
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

де m_2, m – маси відповідно хобота та вантажу;

J_1, J_2, J_3, J_4, J_6 – моменти інерції ланок відносно їх осей обертання, відповідно стріли, хобота, відтяжки, рухомої противаги, ротора електродвигуна;

$\frac{\varphi_{j_2}}{\varphi_a}, \frac{\varphi_{j_3}}{\varphi_a}, \frac{\varphi_{j_4}}{\varphi_a}$ – передаточні функції першого порядку, що зв'язують кутові

координати відповідно хобота, відтяжки, противаги з кутовою координатою стріли;

$\frac{\varphi_{x_2}}{\varphi_a}, \frac{\varphi_x}{\varphi_a}$ – передаточні функції першого порядку, що зв'язують горизонтальні

координати центрів мас відповідно хобота і вантажу з кутовою координатою стріли.

Записано вирази (3.1) та (3.2) для натурної стрілової системи крана (Додаток Д. Д 1, Д 2) та для створюваної моделі крана (Додаток Д. Д 3, Д 4).

Згідно з третьою теоремою подібності, якщо два фізичні явища подібні та описуються однією системою рівнянь, то критерії подібності рівні між собою [163]. Такими критеріями подібності при оцінці динаміки руху натурної стрілової системи та її моделі можуть бути відношення відповідних членів рівнянь (Додаток Д. Д 1, Д 2 та Д 3, Д 4).

Тому, потрібно розділити складові рівняння (Додаток Д. Д 1) на відповідні складові рівняння (Додаток Д. Д 3), прирівнявши їх між собою та упустивши постійні коефіцієнти та знаки диференціювання, отримано рівність (Додаток Д. Д 5). Також розділимо складові виразу (Додаток Д. Д 2) на відповідні складові виразу (Додаток Д. Д 4); в результаті чого отримаємо співвідношення (Додаток Д. Д 6).

Виразимо всі фізичні величини, які входять до складу рівнянь (3.1) та (3.2), використовуючи коефіцієнти подібності, а також залежності між відповідними фізичними величинами натурального крана та його моделі:

$$\begin{aligned} J_H &= l_J J_M; \quad a_H = j_H = l_a a_M; \quad M_H = l_M M_M; \\ w_H &= l_w w_M; \quad m_H = l_m m_M; \quad y_H = x_H = l_y y_M, \end{aligned} \quad (3.3)$$

де $l_J, l_M, l_w, l_a, l_m, l_y$ – коефіцієнти подібності відповідно для моменту інерції, рушійного моменту (моменту сил), кутової швидкості, кутової координати, маси, лінійних розмірів.

Підставивши співвідношення (3.3) у складові виразу (Додаток Д. Д 5), отримаємо комплекси критеріїв подібності:

$$\frac{l_J J_{aM} \frac{l_w w_M}{l_a a_M}}{J_{aM} \frac{w_M}{a_M}} = l_J \frac{l_w}{l_a}; \quad \frac{l_M M_M \frac{l_a a_M}{l_a a_M}}{M_M \frac{j_{6M}}{a_M}} = \frac{l_M}{l_w}; \quad \frac{l_m m_M \frac{l_y y_M}{l_a a_M}}{m_{1M} \frac{y_{1M}}{a_M}} = \frac{l_m l_y}{l_a l_w}. \quad (3.4)$$

Згідно із першою теоремою подібності [162], знайдені критерії подібності привіряємо між собою, в результаті чого будемо мати:

$$l_J \frac{l_w}{l_a} = \frac{l_M}{l_w} = \frac{l_m l_y}{l_a l_w}. \quad (3.5)$$

Враховуючи останні рівності, складемо систему рівнянь для визначення коефіцієнтів подібності:

$$\begin{cases} l_J \frac{l_w}{l_a} = \frac{l_M}{l_w}; \\ l_J \frac{l_w}{l_a} = \frac{l_m l_y}{l_a l_w}; \\ \frac{l_M}{l_w} = \frac{l_m l_y}{l_a l_w}. \end{cases} \quad (3.6)$$

Вказана система рівнянь складається із трьох комплексних критеріїв подібності, до складу яких входить шість коефіцієнтів подібності. Враховуючи кількість рівнянь, не один із коефіцієнтів не може бути знайдений із системи. Тому деякі коефіцієнти подібності потрібно задати конструктивно.

Підставивши співвідношення (3.3) у рівність (Додаток Д. Д 6) та провівши деякі спрощення, отримаємо вираз для визначення коефіцієнту подібності для моменту інерції реальної стрілової системи та її моделі:

$$I_J = I_m \frac{I_y^2}{I_a^2} \quad (3.7)$$

Знайдемо коефіцієнт подібності для маси, враховуючи п'яте співвідношення (3.3):

$$I_m = \frac{m_H}{m_M} = \frac{12650}{10,540} = 1200, \quad (3.8)$$

де $m_H = 12650 \text{ кг}$ – маса стріли реальної стрілової системи крана;

$m_M = 10,54 \text{ кг}$ – маса стріли моделі стрілової системи.

Оскільки кутові координати не підлягають масштабуванню, тобто $a_H = a_M$, тому коефіцієнт подібності кута $I_a = 1$.

При створенні моделі шарнірно-зчленованої стрілової системи необхідно визначити коефіцієнт подібності лінійних розмірів ланок, тому що саме від співвідношення довжин стріли, хобота, відтяжки і контрхобота залежить наскільки траєкторія переміщення вантажу буде близькою до прямої руху кінця хобота [1, 12]:

$$I_y = \frac{L_H}{L_M} = \frac{25760}{1610} = 16, \quad (3.9)$$

де $L_H = 25760 \text{ мм}$ – довжина стріли реальної стрілової системи;

$L_M = 1610 \text{ мм}$ – довжина стріли моделі.

Підставимо результати (3.8) і (3.9) у вираз (3.7), в результаті отримаємо числове значення коефіцієнта подібності для власних моментів інерції:

$$I_J = 1200 \frac{16^2}{1^2} = 307200. \quad (3.10)$$

Із другого рівняння системи (3.6) знайдемо вираз для визначення коефіцієнту подібності для кутової швидкості:

$$I_w = \sqrt{\frac{I_m I_l}{I_J}}. \quad (3.11)$$

Підставивши в залежність (3.11) значення знайдених коефіцієнтів, отримаємо числове значення коефіцієнта подібності для кутової швидкості:

$$I_w = \sqrt{\frac{1200 \times 16}{307200}} = 0,25. \quad (3.12)$$

3.3. Визначення основних параметрів моделі

За допомогою шуканих значень коефіцієнтів подібності (3.8-3.10), (3.12) визначимо деякі технічні характеристики, що потрібні для проектування та побудови моделі стрілової системи:

- кутова швидкість стріли:

$$w_M = \frac{w_H}{l_w} = \frac{0,024}{0,25} = 0,096 \text{ рад/с}; \quad (3.13)$$

- довжина зміни вильоту:

$$DS_M = \frac{DS_H}{l_y} = \frac{22}{16} = 1,4 \text{ м}; \quad (3.14)$$

- середній час зміни вильоту від мінімального до максимального:

$$Dt = \frac{Da_M}{w_M} = \frac{0,628}{0,096} = 7 \text{ с}; \quad (3.15)$$

- кут нахилу стріли при зміні вильоту:

$$a = 40^\circ \dots 76^\circ;$$

- довжина хобота:

$$l_M = \frac{l_H}{l_y} = \frac{10,16}{16} = 0,635 \text{ м}; \quad (3.16)$$

- довжина контрхобота:

$$r_M = \frac{r_H}{l_y} = \frac{2,51}{16} = 0,157 \text{ м}; \quad (3.17)$$

- довжина відтяжки:

$$R_M = \frac{R_H}{l_y} = \frac{21,33}{16} = 1,333M; \quad (3.18)$$

- довжина підвісу вантажу:

$$H_M = \frac{H_H}{l_y} = \frac{14,7}{16} = 0,919M; \quad (3.19)$$

- маса хобота в зборі з контрхоботом:

$$m_{2M} = \frac{m_{2H}}{l_M} = \frac{5423}{1200} = 4,52кг; \quad (3.20)$$

- маса відтяжки:

$$m_{3M} = \frac{m_{3H}}{l_M} = \frac{3114}{1200} = 2,59кг; \quad (3.21)$$

- маса противаги:

$$m_{4M} = \frac{m_{4H}}{l_M} = \frac{13525}{1200} = 11,27кг; \quad (3.22)$$

- середня маса вантажу:

$$m_{5M} = \frac{m_{5H}}{l_M} = \frac{20000}{1200} = 16,67кг. \quad (3.23)$$

За допомогою формул (3.12-3.23) було знайдено основні кінематичні та інерційні характеристики створюваної моделі стрілової системи крана.

3.4. Проектування та виготовлення фізичної моделі шарнірно-зчленованої стрілової системи

В результаті розрахунків, наведених в підрозділах 2.2 та 2.3, були визначені параметри моделі стрілової системи. Це дозволило, використовуючи рекомендації [164, 165], спроектувати та виготовити діючу фізичну модель натурної стрілової системи крана МАРК 40 (рис. 3.1) [166]. Враховуючи значення критеріїв подібності, що входять до системи (3.6) та геометричні розміри самої моделі, визначено кінематичні характеристики механізмів моделі.

Маючи довжину зміни вильоту (3.14) та середній час зміни вильоту (3.15), отримаємо середню швидкість горизонтального переміщення вантажу:

$$v_M = \frac{DS_M}{Dt} = \frac{1,4}{7} = 0,2 \text{ м/с} . \quad (3.24)$$

Лінійна швидкість руху рейки механізму зміни вильоту:

$$v_P = \omega_M b = 0,096 \times 0,37 = 0,036 \text{ м/с} , \quad (3.25)$$

де $b = 0,37 \text{ м}$ – рейкове плече стріли.

Кутова швидкість шестерні рейкового механізму:

$$\omega_{III} = \frac{2v_P}{d_{III}} = \frac{2 \times 0,036}{0,09} = 0,811 \text{ рад/с} , \quad (3.26)$$

де $d_{III} = 0,09 \text{ м}$ – дільний діаметр шестерні.



Рис. 3.1. Загальний вигляд моделі стрілової системи крана

Кутова швидкість ротора електродвигуна механізму зміни вильоту:

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{p n}{30} = \frac{p \times 1380}{30} = 144,4 \text{ рад/с}, \quad (3.27)$$

де $n = 1380 \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання ротора електродвигуна.

Загальне передаточне число механізму зміни вильоту:

$$i = \frac{\omega_{\text{дв}}}{\omega_{\text{ш}}} = \frac{144,4}{0,811} = 178,1. \quad (3.28)$$

Згідно розрахунків (3.24-3.28), було виконано підбір та виготовлено вузли виконавчих механізмів моделі.

Всі кінематичні та інерційні характеристики створеної моделі зведені в табл. 3.1. Також, для порівняння, в табл. 3.1 вказані деякі технічні характеристики натурної стрілової системи крана МАРК 40, що раніше наведені в підрозділі 2.1.

Таблиця 3.1

Таблиця порівняння характеристик натурної стрілової системи та її моделі

Характеристики	Параметри натурної стрілової системи	Параметри моделі стрілової системи
Кут нахилу стріли α , °	40...76	40...76
Виліт стрілової системи DS , м	22	1,4
Середня кутова швидкість стріли ω , c^{-1}	0,024	0,096
Середній час зміни вильоту Dt , с	22,86	7,0
Довжина, м:		
- стріли L	25,76	1,61
- хобота l	10,16	0,635
- контрхобота r	2,51	0,157
- відтяжки R	21,33	1,333
- підвісу вантажу H	14,7	0,919
Середня швидкість горизонтального переміщення вантажу v , м/с	1,05	0,2
Ділильний діаметр шестерні рейкового механізму $d_{ш}$, м	0,35	0,09
Загальне передаточне число механізму зміни вильоту i	212	178,1
Середня кутова швидкість шестерні рейкового механізму $\omega_{ш}$, рад/с	0,482	0,811
Потужність електродвигуна механізму зміни вильоту P , кВт	20	0,18

Оскільки створена фізична модель призначена для дослідження динаміки руху стрілової системи, то основна увага була приділена забезпеченню відповідності між механізмом зміни вильоту натурного крана та його моделі [167].

Основними виконавчими механізмами створеної моделі є рейковий механізм зміни вильоту та механізм підйому вантажу із двократним поліспастом.

Привод механізму зміни вильоту моделі здійснюється за допомогою зубчастого колеса із однією зубчастою рейкою, яка приєднана до стріли за допомогою шарніру (рис. 3.2). Загальний вигляд механізму зміни вильоту моделі стрілової системи приведений на рис. 3.3.

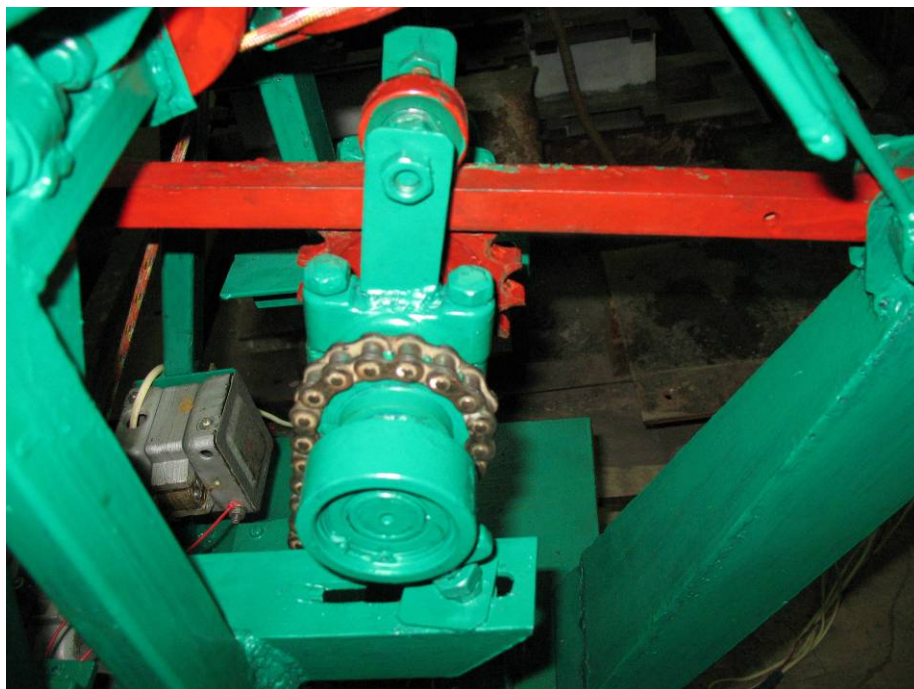


Рис. 3.2. Зубчасте колесо приводу із зубчастою рейкою

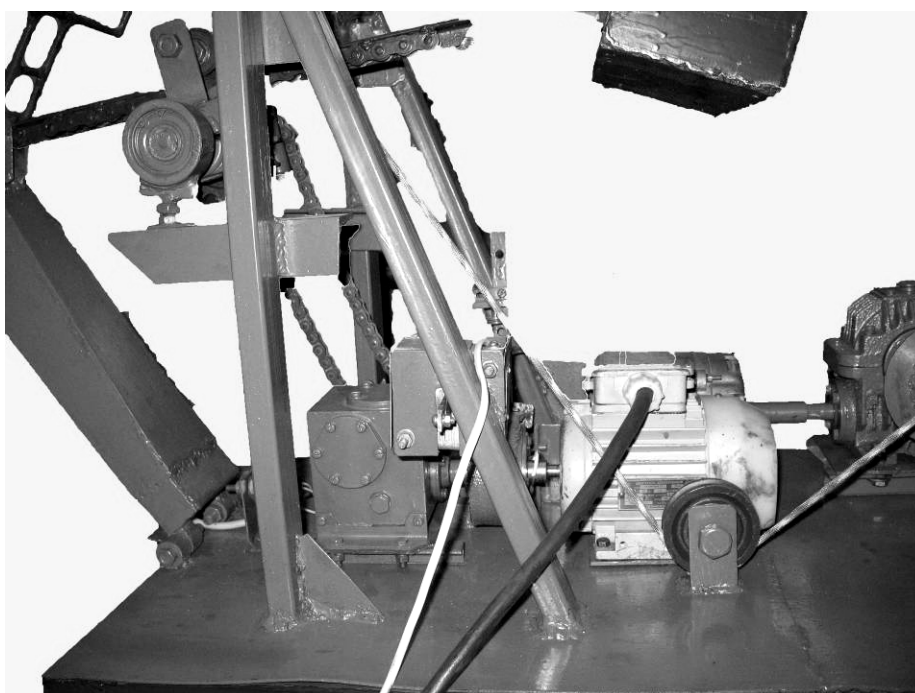


Рис. 3.3. Загальний вигляд механізму зміни вильоту стрілової системи

Запропонована модель стрілової системи крана працює при підключенні до трифазної електричної мережі з напругою 380В. Для приводу механізму зміни вильоту застосовується асинхронний електродвигун трифазного струму, із короткозамкненим ротором типу 4АА М56А4У3. Для здійснення ручного керування виконавчими механізмами моделі виготовлений пульт керування, і спроектована принципова електрична схема, яка дозволяє виконувати зміну вильоту стрілової системи в обох напрямках, піднімати та опускати вантаж, миттєво зупиняти механізм зміни вильоту за допомогою стрічкового гальма з електроприводом.

Електрична схема моделі включає в себе дві окремі електричні системи – силову, з напругою 380В і 220В та керуючу, з напругою 12В. Силова електрична система призначена для живлення електродвигунів та керування електромагнітним гальмом. Керуюча електрична система призначена для вмикання електродвигунів за допомогою електромагнітних реле та здійснення їх реверсування. Крім того, в електричну схему введені два кінцеві вимикачі, що дозволяють вимикати живлення електродвигуна механізму зміни вильоту при досягненні стрілою максимального або ж мінімального положень вильоту (рис. 3.4).

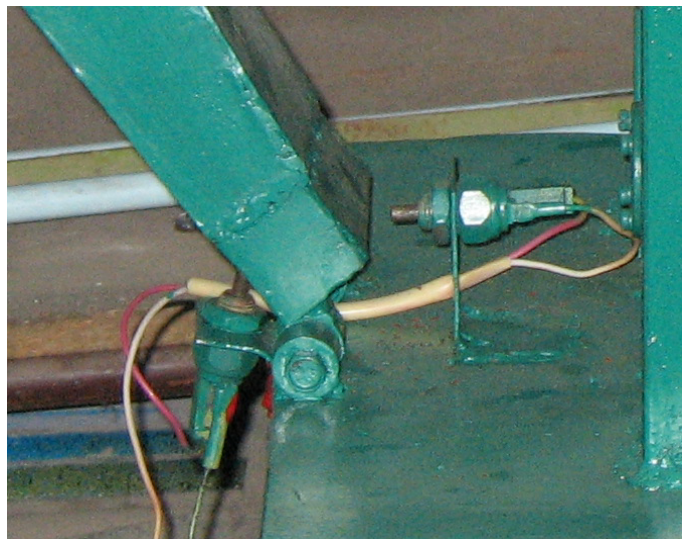


Рис. 3.4. Кінцеві вимикачі механізму зміни вильоту

Принципова електрична схема моделі наведена в додатку Е (Е 1). В додатку Е (Е 2) вказані пояснення до всіх елементів електричної схеми.

Зовнішній вигляд пульта ручного керування виконавчими механізмами моделі зображено на рис. 3.5.



Рис.3.5. Пульт ручного керування механізмами моделі

Для автоматичного керування електродвигуном механізму зміни вильоту у відповідності до визначених оптимальних законів (розділ 2), використовується частотний перетворювач змінного трифазного струму. Провівши аналіз конструкцій та технічних характеристик частотних перетворювачів, які випускаються провідними виробниками [168-170], було обрано частотний перетворювач FR-S540-E-2.2K-EC фірми Mitsubishi Electric [170] (рис. 3.6). Деякі технічні характеристики вказаного частотного перетворювача наведені в додатку Є.

Для здійснення комп'ютерного керування частотним перетворювачем, на кафедрі конструювання машин ННТІ НУБіПУ, створено програмний продукт «Оптимальні режими руху 1.2» [89], інтерфейс якої приведено в додатку Ж. Ця програма дозволяє здійснювати оптимальне керування механізмом зміни вильоту стрілової системи, використовуючи частотний перетворювач.

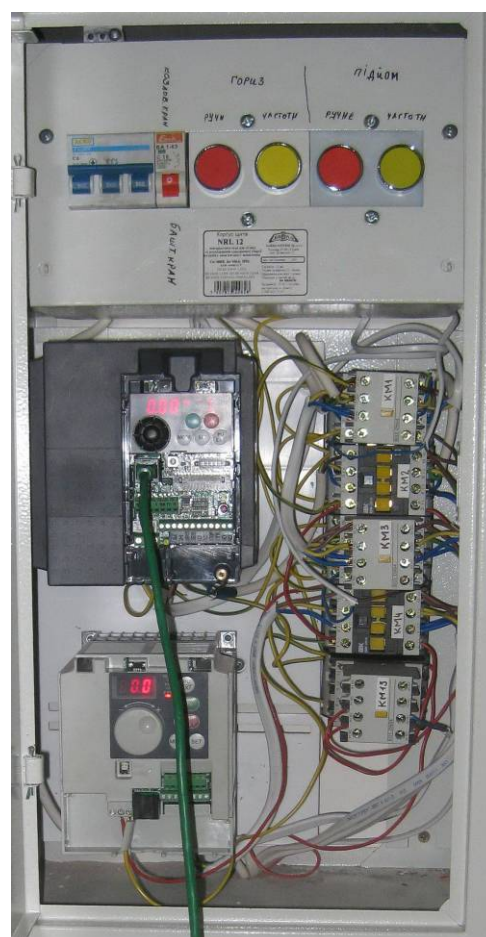


Рис. 3.6. Частотний перетворювач FR-S540-E-2.2K-EC в загальній шафі автоматичного керування моделями

3.5. Вимірювально-реєструюче обладнання для дослідження динаміки руху моделі шарнірно-зчленованої стрілової системи

Основним завданням на початковій стадії експериментальних вимірювань та досліджень є задача встановлення і вибору мінімально допустимого числа дослідів та умов їх проведення [171].

При проведенні будь-яких експериментальних досліджень використовується обладнання, яке можна поділити на три групи [172]:

1. вимірювально-реєструючі прилади – сприймають, вимірюють, зчитують, рахують та записують вимірювані параметри або фізичні величини;
2. випробувальна апаратура, крім вимірювально-реєструючих приладів ще й додатково включає інше допоміжне обладнання, що використовується при експерименті;
3. машина або модель для проведення досліджень.

При дослідженні динаміки процесу зміни вильоту шарнірно-зчленованої стрілової системи крана при горизонтальному переміщенні вантажу, важливе значення має зміна інерційних та швидкісних характеристик ланок стрілової системи. Крім того, під час зміни вильоту необхідно дослідити вплив розгойдування вантажу на всі ланки стрілової системи та елементи приводу механізму зміни вильоту.

Враховуючи сказане, постає задача експериментального вимірювання таких параметрів стрілової системи:

1. кут відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі;
2. кут нахилу стріли до горизонту;
3. внутрішнє зусилля розтягу у відтяжці;
4. внутрішнє зусилля розтягу або стиску в зубчастій рейці;
5. частоту обертання ротора електродвигуна;

Проаналізуємо вимірювані величини та встановимо їх значення при дослідженні динаміки руху стрілової системи.

Кут відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі необхідно вимірювати для встановлення залежності між положенням вантажу (його горизонталь-

ною координатою) і навантаженнями на привід та ланки стрілової системи. А саме, необхідно встановити вплив розгойдування вантажу на збільшення внутрішніх напружень в ланках.

Вимірювання кута нахилу стріли до горизонту зумовлене необхідністю визначення координат центрів мас всіх ланок стрілової системи.

Потреба у вимірюванні внутрішніх зусиль в зубчастій рейці та відтяжці, пов'язано зі значними навантаженнями на ці ланки, що веде до найбільш частого їх виходу з ладу, порівняно з іншими ланками стрілової системи (розділ 1).

Частота обертання ротора електродвигуна, необхідна для побудови динамічної характеристики електродвигуна та для встановлення можливостей керування електродвигуном за допомогою частотного перетворювача.

Всі вказані величини потрібно вимірювати протягом всього часу зміни вильоту стрілової системи. До того ж вимірювання необхідно проводити для двох випадків – під час руху стрілової системи від мінімального значення вильоту до максимального та навпаки. Всі виміри необхідно проводити в реальному часі, з такою частотою, яка б дозволила встановити екстремальні значення вимірюваних параметрів.

Для вимірювання кутів повороту, кутів нахилу або кутових переміщень здебільшого користуються потенціометричними або індуктивними датчиками кута повороту [173, 174]. Потенціометричні датчики застосовуються для перетворення кутових або лінійних переміщень ланок механізмів в зміну вихідної напруги датчика. Такий датчик представляє собою резистор, що приєднаний до джерела живлення в режимі потенціометра (рис. 3.7).



Рис. 3.7. Потенціометричний датчик кута повороту

Застосування датчиків такої конструкції дозволяє реєструвати кут повороту, який змінює своє значення не менше, ніж на 1° . Основною вимогою до таких датчиків, при проведенні механічних досліджень є те, що він повинен мати лінійну

характеристику. Тобто, опір резистора повинен змінюватись прямо-пропорційно до кута повороту рухомого контакту або осердя датчика.

Для більш точного вимірювання кутів повороту застосовуються індуктивні датчики або ж датчики, робота яких ґрунтується на ефекті Холла [175]. Вони дозволяють реєструвати та вимірювати кут, навіть в тому випадку, якщо його зміна відбувається в межах 1° . Однак використання таких датчиків при проведенні механічних вимірювань обмежене, тому що вони потребують застосування високо-чутливої реєструючої апаратури. Тому, при вимірюванні механічних переміщень та кутів повороту, здебільшого користуються потенціометричними датчиками.

Залежно від використання датчика, та від реєструючої апаратури, використовують різні схеми підключення таких датчиків [176]. При використанні, в парі з аналогово-цифровим перетворювачем (АЦП), здебільшого, датчики

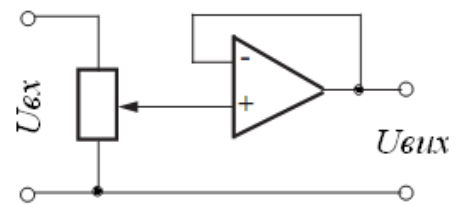


Рис. 3.8. Слідкуючий підсилювач

під'єднують до підсилювача за схемою, наведеною на рис. 3.8. Така схема підключення дозволяє проводити реєстрацію та вимірювання зміни кута нахилу стріли та кута відхилення каната від хобота в будь-який час руху.

На рис. 3.9 показано індуктивний датчик кута відхилення канату ДСД-523, а на рис. 3.10 – потенціометричний датчик кута нахилу стріли до горизонту. Обидва датчики встановлені на стрілову систему, та підготовлені до проведення вимірювань [177].

Для визначення внутрішніх зусиль в нерозрізних ланках або елементах конструкцій доцільно використовувати провідникові тензорезистори [173]. При застосуванні таких тензорезисторів (рис. 3.11) не потрібно проводити трудомікі підготовчі роботи, як цього потребують тензоланки із вбудо



Рис. 3.9. Датчик кута відхилення вантажного канату

ваними тензорезисторами або S-подібні тензодатчики.

Недоліком таких тензорезисторів є вимірювання внутрішніх зусиль лише в одному напрямку. Тому зараз, здебільшого, для вимірювання внутрішніх зусиль, одночасно застосовують чотири тензорезистори, які з'єднуються між собою за мостовою схемою – міст Уїтстона (рис. 3.12) [176].

Перед проведенням вимірювань внутрішніх зусиль в будь-якій ланці, необхідно провести її тарування – встановити лінійну залежність між силою розтягу, що діє на ланку, та напругою на вихідних кінцях тензомоста $U_{вих}$ (рис. 3.12).

На рис. 3.13 зображено зубчасту рейку механізму зміни вильоту стрілової системи моделі, з наклеєними тензорезисторами, що відтаровані та повністю підготовлені до проведення вимірів. Для захисту тензорезисторів від впливу навколишнього середовища вони закриті полімерною стрічкою.

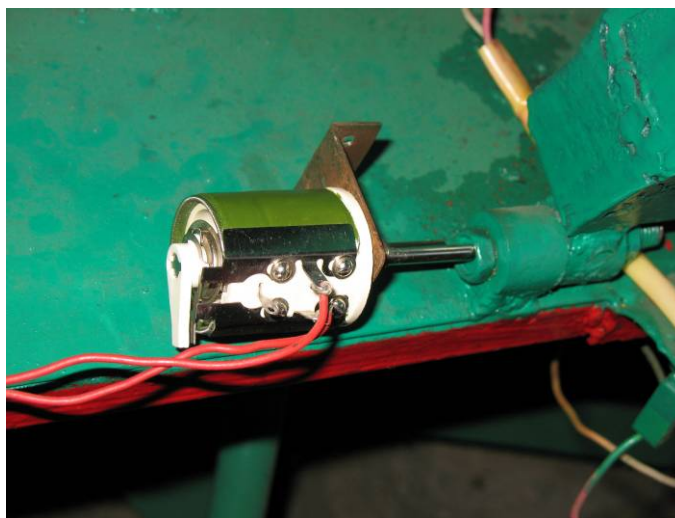


Рис. 3.10. Датчик кута нахилу стріли до горизонту

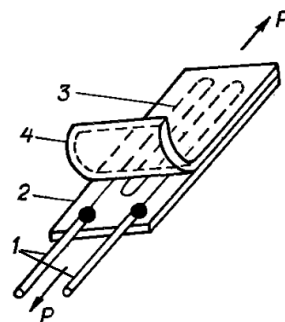


Рис. 3.11. Будова тензорезистора:

1 – провідники; 2 – полімерна плівка; 3 – металеві резистивні провідники (чутливий елемент); 4 – тонкий захисний папір або шар лаку

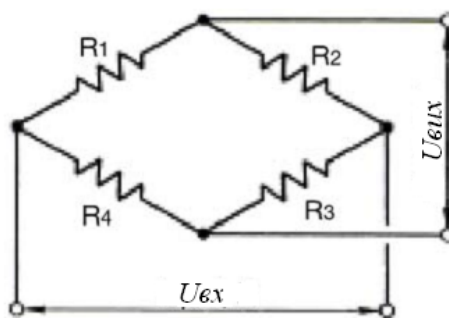


Рис. 3.12. Схема підключення тензорезисторів за мостовою схемою:

R_1, R_2, R_3, R_4 – тензорезистори; $U_{вх}$ – клема для приєднання джерела живлення; $U_{вих}$ – клема для приєднання реєструючих пристроїв



Рис. 3.13. Зубчаста рейка підготовлена до проведення досліджень

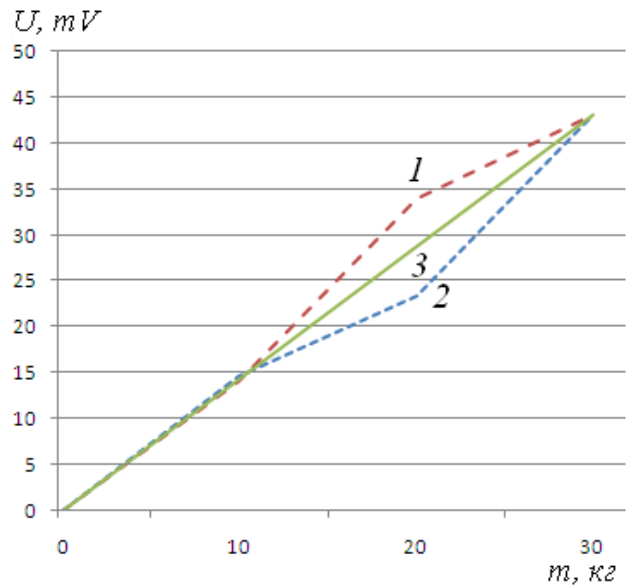


Рис. 3.14. Результати тарування зубчастой рейки:

1 – при навантаженні; 2 – при розвантаженні; 3 – середні значення

На рис. 3.14 наведено графіки тарування підготовленої зубчастой рейки з встановленими тензорезисторами. Ці дані дають можливість проводити вимірювання внутрішніх зусиль, що діють на рейку, під час роботи стрілової системи [177].

Для вимірювання внутрішніх зусиль у відтяжці стрілової системи використані тензорезистори, що підключені за тією ж схемою. Відтяжка з наклеєними та відтарованими тензорезисторами зображена на рис. 3.15. Графіки тарування відтяжки наведені на рис. 3.16 [177].

Вимірювання частоти обертання ротора електродвигуна здійснено за допомогою датчика частоти обертання ДЧВ-1 (рис. 3.17).

Датчик ДЧВ-1 належить до групи датчиків зі змінним магнітним опором [176]. Робота цього датчика ґрунтується на стрибковій зміні опору в магнітному колі котушки, що викликана зміною магнітних характеристик, причиною яких є наближення зубців шестерні або зірочки (рис. 3.18).



Рис. 3.15. Відтяжка підготовлена до проведення досліджень

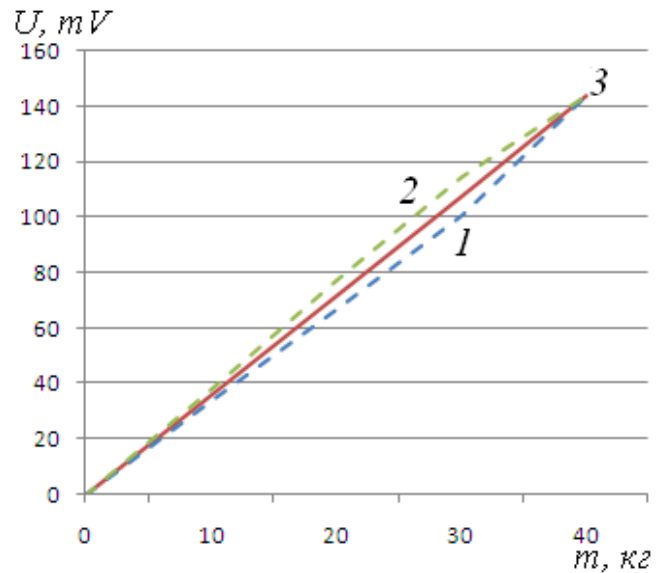


Рис. 3.16. Результати тарування відтяжки:

1 – при навантаженні; 2 – при розвантаженні; 3 – середні значення

Своєю чутливою стороною датчик ДЧВ-1 можна встановлювати, як паралельно до площини обертання зірочки (рис. 3.17), так і перпендикулярно до неї (рис. 3.18). Для правильної роботи датчика, необхідно забезпечити відстань від його чутливої сторони до зубця в межах 1,5...3 мм.

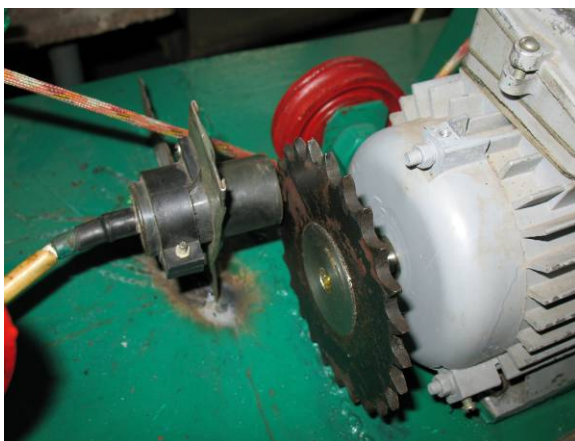


Рис. 3.17. Електродвигун із зірочкою та датчиком ДЧВ-1

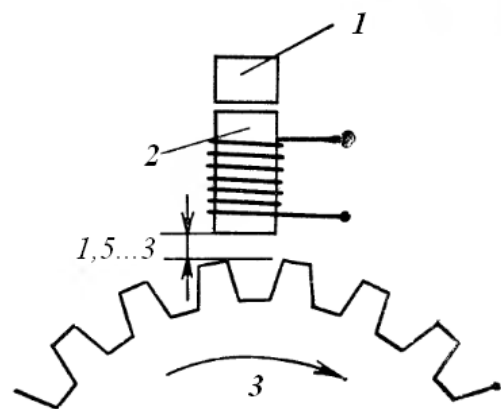


Рис. 3.18. Схема роботи датчика частоти обертання:

1 – постійний магніт; 2 – електромагніт; 3 – зубчасте колесо або зірочка

Датчики такої конструкції лише підраховують кількість циклів зміни опору в магнітному полі котушки за одну секунду, тобто визначають частоту проходження зубця повз датчик. Тому, для перетворення отриманої частоти в частоту обертання валу (хв^{-1}), використовується залежність [176]:

$$n = \frac{60n}{z}, \quad (3.29)$$

де n – частота проходження зубця повз датчик (с^{-1});

z – кількість зубців зірочки.

Але ця формула не завжди може бути використана для визначення частоти обертання валу, оскільки до неї не входить показник частоти передачі даних від датчика до АЦП. Цей показник може бути різним, і залежить від конструкції датчика та АЦП.

Для збору даних від усіх вказаних датчиків використаний АЦП Spider-8 (рис. 3.19).



Рис. 3.19. Аналогово-цифровий перетворювач Spider-8

АЦП Spider-8 призначений для підсилення електричного аналогового сигналу, що поступає від датчиків та перетворення його в цифровий. Вказаний пристрій дає можливість збирати дані одночасно з усіх датчиків в режимі реального часу. Для подальшої обробки та дослідження отриманих даних, здійснюється передача пакетів цифрової інформації з АЦП на персональний комп'ютер зі встано-

вленим програмним продуктом Catman Express 4.5 (Додаток 3). Після цього можливий експорт, отриманих даних, до різних програмних систем, призначених для проведення інженерних розрахунків.

Придатність багатоканального вимірювального підсилювача Spider-8 до проведення вимірювань підтверджується свідоцтвом про його повірку (Додаток И).

На основі АЦП Spider-8 та датчиків створено систему збору параметрів, що вимірюються при дослідженні динаміки стрілової системи під час її руху (рис. 3.20) [177].

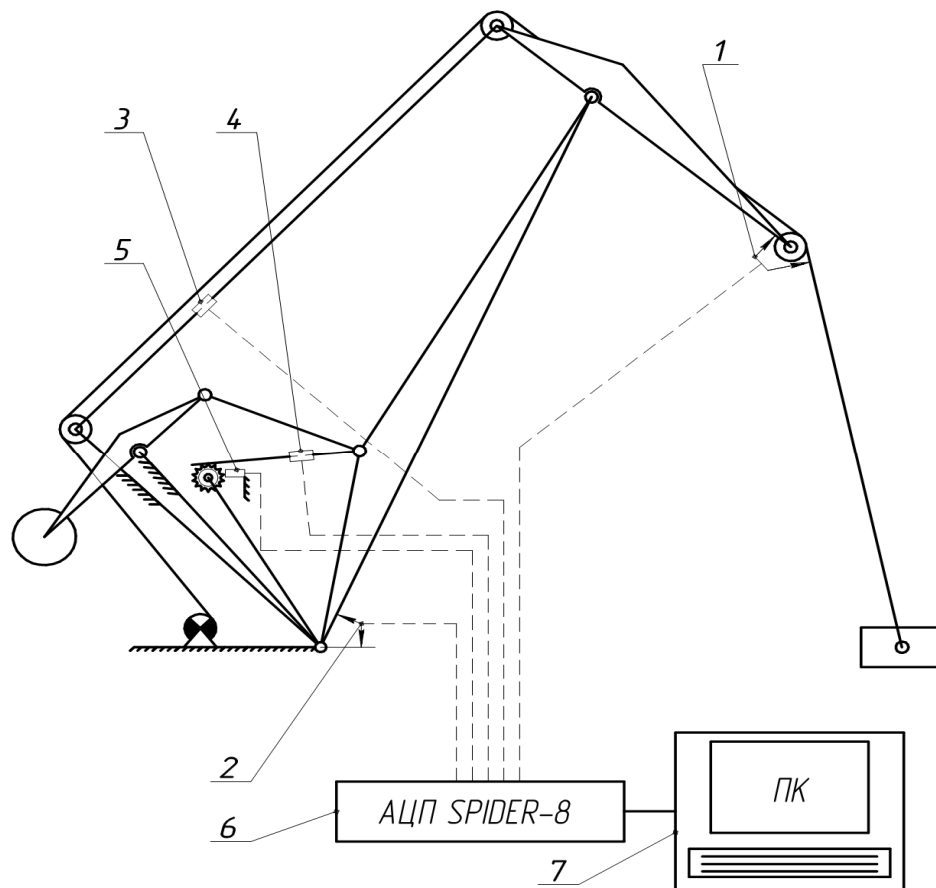


Рис. 3.20. Функціональна схема системи збору даних:

1 – потенціометричний датчик кута відхилення вантажного каната;
2 – потенціометричний датчик кута нахилу стріли; 3 – тензорезисторний датчик відтяжки; 4 – тензорезисторний датчик рейки; 5 – датчик частоти обертання ротора двигуна ДЧВ-1; 6 – АЦП Spider-8; 7 – персональний комп'ютер

3.6. Планування експерименту та методика обробки даних експериментальних досліджень

Дослідження, динаміки руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана, проводилося на основі повнофакторного експерименту із використанням сучасного вимірювально-реєструючого обладнання. Це дозволило швидко і без повторювань з першочергових даних отримувати точні результати [171, 178].

Як видно зі схеми (рис. 3.21), дослідження динаміки руху стрілової системи проводиться при ручному керуванні електродвигуном механізму зміни вильоту, а також при автоматичному керуванні – за допомогою частотного перетворювача. Крім того, дослідження при вказаних типах керування проводяться із вантажем масою 14 кг та 16 кг.

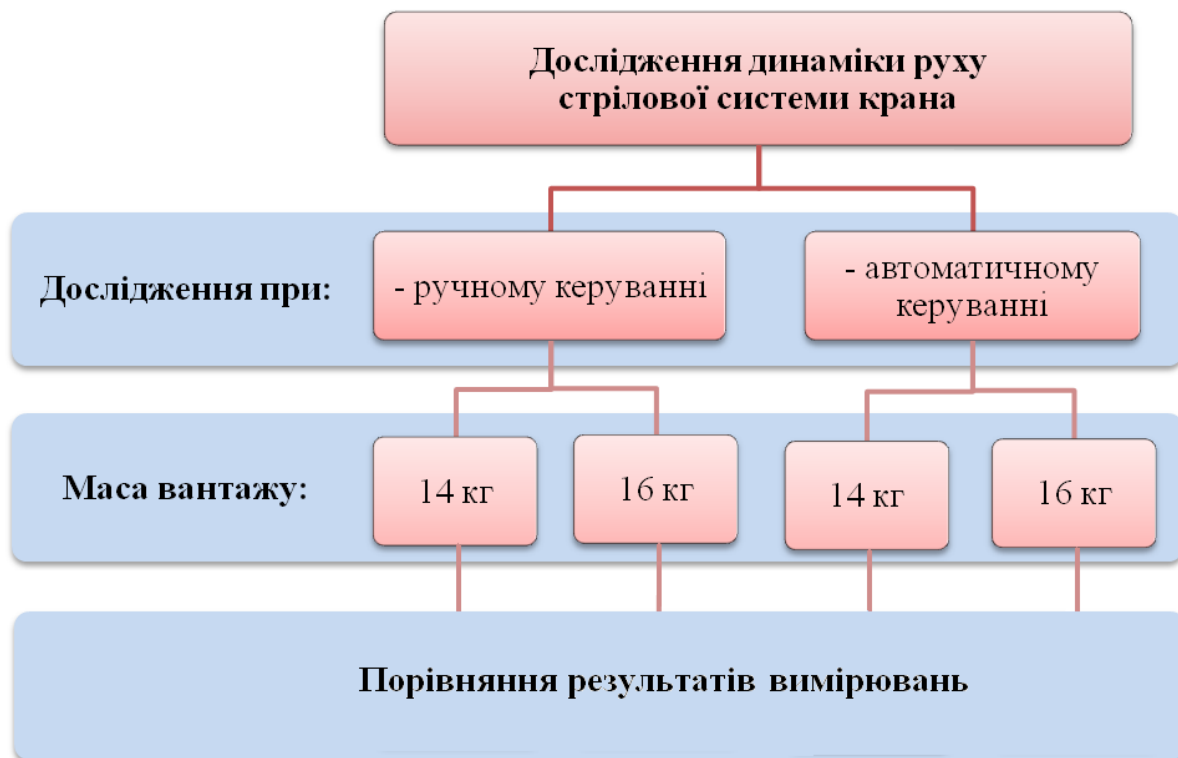


Рис. 3.21. Схема проведення досліджень динаміки руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана

Таким чином визначено кількість дослідів та мету їх проведення:

дослід 1 – ручне керування механізмом зміни вильоту із підвішеним вантажем масою 14 кг;

дослід 2 – ручне керування механізмом зміни вильоту із підвішеним вантажем масою 16 кг;

дослід 3 – автоматичне керування механізмом зміни вильоту за законом рівності прискорень, із підвішеним вантажем масою 14 кг;

дослід 4 – автоматичне керування механізмом зміни вильоту за законом рівності прискорень, із підвішеним вантажем масою 16 кг.

Результати експериментальних досліджень динаміки обробляються на ПК з використанням програм розрахунку Microsoft Excel та MathCAD Enterprise. Оброблені дані всіх чотирьох дослідів порівнюють: окремо між собою порівнюють результати першого і третього, та другого і четвертого дослідів. Причому, особливу увагу потрібно звернути на порівняння результатів зусилля в відтяжці та в зубчастій рейці.

Висновки до третього розділу

1. Спроековано та виготовлено фізичну модель крана із шарнірно-зчленованою стріловою системою, для проведення досліджень динаміки руху стрілової системи при зміні її вильоту.

2. Підібрано апаратне та програмне забезпечення для здійснення оптимального керування механізмом зміни вильоту, моделі за раніше встановленими законами.

3. Проведений підбір датчиків, що застосовуються для вимірювання параметрів стрілової системи при зміні її вильоту.

4. Запропоновано конструкцію системи збору даних, при проведенні експериментальних досліджень.

5. Сплановано проведення експериментів при дослідженні динаміки руху стрілової системи крана, як при ручному, так і при автоматичному керуванні механізмом зміни вильоту.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Дослідження руху стрілової системи при ручному керуванні

Експериментальні дослідження проводяться для підтвердження теоретичних передумов та правильності отриманих результатів теоретичних досліджень і розрахунків. Експериментальні дослідження допомагають встановити області та можливості застосування оптимального керування кранами із шарнірно-зчленованою стріловою системою. Крім того, експериментальні дослідження дозволяють наочно порівняти вплив розгойдування вантажу на стрілову систему при ручному, а також автоматичному керуванні електроприводом механізму зміни вильоту, за встановленими, оптимальними законами.

Результатом проведення кожного з чотирьох дослідів, що описані в розділі 3, є масиви числових даних. Кожен масив, в свою чергу, поділяється на підмасиви [179]:

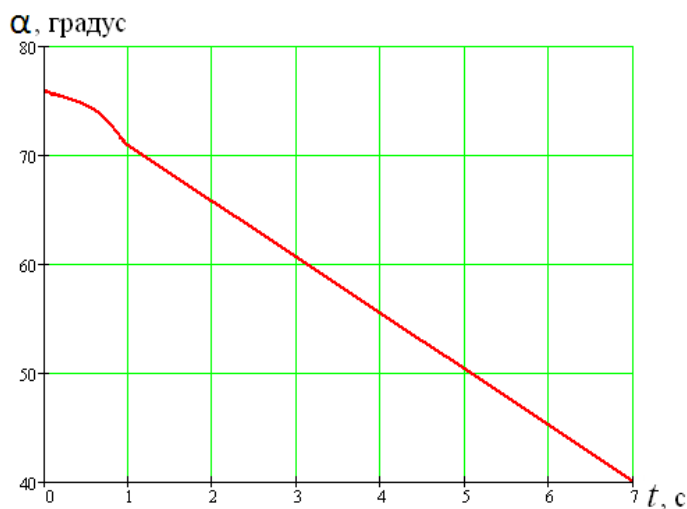
- дані кута відхилення гнучкого підвісу вантажу від вертикалі;
- дані кута нахилу стріли до горизонту;
- дані внутрішнього повздовжнього зусилля у відтяжці;
- дані внутрішнього повздовжнього зусилля в зубчастій рейці;
- дані частоти обертання ротора електродвигуна.

На основі вказаних даних, для кожного з чотирьох дослідів будуються графічні залежності зміни параметрів стрілової системи від реального часу.

Всі досліді проводилися при зміні вильоту від мінімального значення до максимального, для збереження відповідності між теоретичними та експериментальними дослідженнями. Тривалість проведення окремого досліді становить 7 с, що дорівнює часу зміни вильоту стрілової системи від мінімального значення до максимального. Цей час визначений у розділі 3, і впливає з кінематичних параметрів моделі стрілової системи.

На рис. 4.1 приведено графічні залежності зміни кута α , який є кутовою координатою стріли, і показує її нахил до горизонту. Дослідження цього кута пот-

рібне для фіксування положення стріли, а відповідно і всіх ланок стрілової системи в кожен момент часу.



а



б

Рис. 4.1. Графік зміни кутової координати стріли в часі:

а) дослід №1; б) дослід №2.

Побудовано графіки зміни кута відхилення вантажного канату від вертикалі. Але, оскільки, в ході експериментальних досліджень був визначений кут відхилення канату від хобота ϑ (рис. 4.2), то кут відхилення вантажного канату від вертикалі U визначається аналітично, з урахуванням геометричних особливостей стрілової системи.

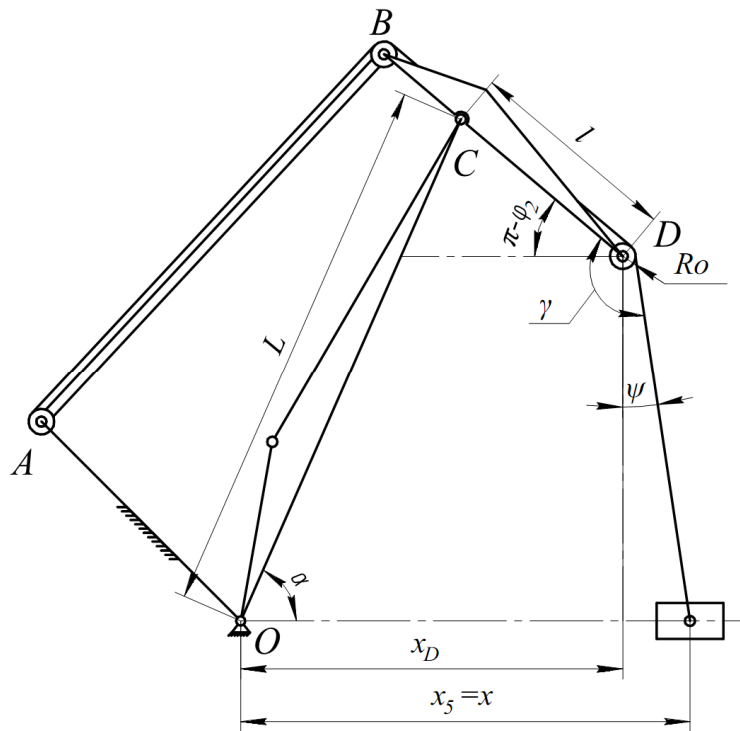


Рис. 4.2. Схема до визначення кута відхилення вантажного канату.

Кут нахилу хобота до горизонту визначається за виразом [12]:

$$\rho - j_2 = \arcsin \frac{\frac{\alpha L \sin \alpha - H \ddot{\theta}}{e}}{l} \quad (4.1)$$

де L – довжина стріли;

l – довжина хобота;

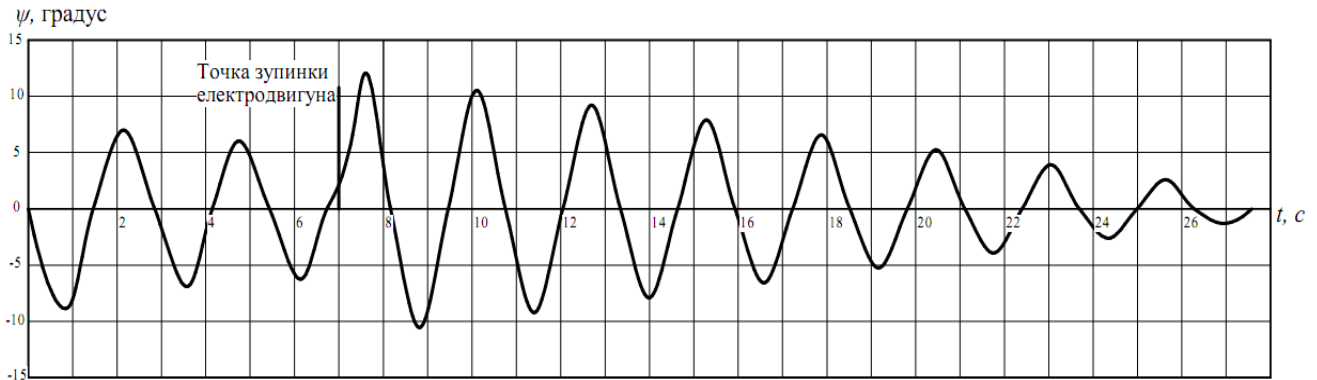
H – довжина підвісу вантажу.

Із урахуванням залежності 4.1 вираз для визначення кута відхилення вантажного канату від вертикалі набуде вигляду:

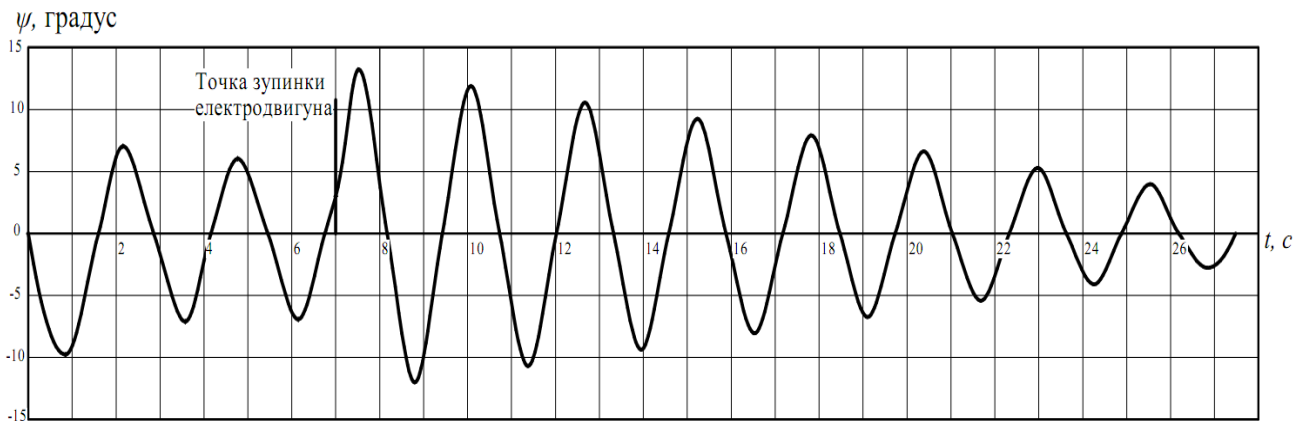
$$\gamma = g - (\rho - j_2) - 90^\circ = g - \arcsin \frac{\frac{\alpha L \sin \alpha - H \ddot{\theta}}{e}}{l} - 90^\circ. \quad (4.2)$$

На основі виразу (4.2) та зібраного масиву даних кута ϑ побудовано графіки зміни кута ψ від часу.

На рис. 4.3 приведено графічні залежності зміни кута відхилення канату від уявної вертикальної лінії, що в кожен момент часу проходить через центр кінцевого обвідного блока хобота.



а



б

Рис. 4.3. Графік зміни кута відхилення вантажного канату в часі:

а) дослід №1; б) дослід №2.

З аналізу руху стрілової системи при ручному керуванні видно, що максимальний кут відхилення вантажного канату від вертикалі становить $8,79^\circ$ для вантажу масою 14 кг і $9,59^\circ$ для вантажу масою 16 кг , а після зупинки стрілової системи (коли електродвигун, а відповідно і стрілова система зупинилися, а вантаж по інерції продовжує рухатися) – збільшується, відповідно до $12,4^\circ$ та $13,1^\circ$

(рис. 4.3) [179]. Крім того, порівнюючи два графіки (рис. 4.3 а, б), видно що кут відхилення вантажу під час руху стрілової системи залежить від маси вантажу та від довжини підвісу.

Оскільки, при теоретичних дослідженнях, для встановлення положення вантажу використовувався не кут відхилення вантажного канату, а горизонтальна координата вантажу, то від графіків кута потрібно перейти до графіків горизонтальної координати. Для цього поєднуються графіки кута нахилу стріли та кута відхилення вантажу, за допомогою кінематичних співвідношень ланок стрілової системи крана (рис. 4.2):

$$x_3 = L \cos \alpha - l \cos j_2 + H \sin \gamma + R_0. \quad (4.3)$$

На основі наведеної залежності побудовані графіки зміни горизонтальної координати вантажу від часу при ручному керуванні електродвигуном механізму зміни вильоту стрілової системи (рис. 4.4).

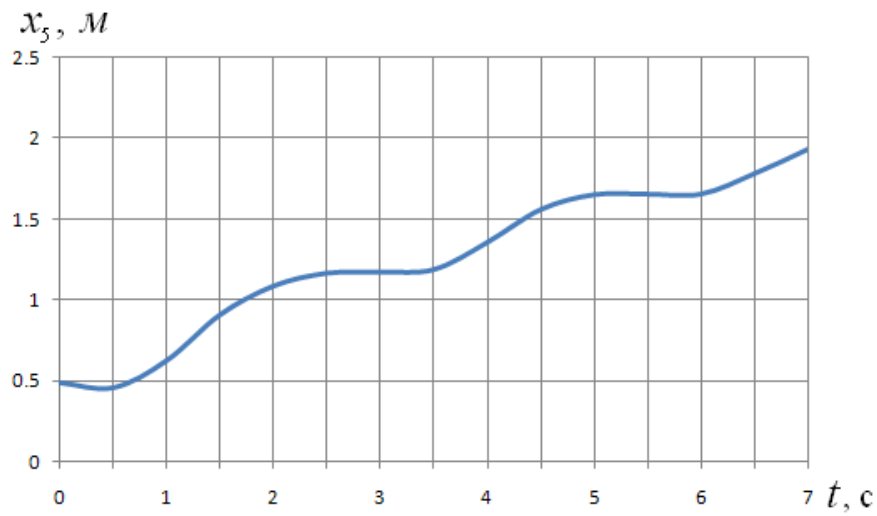
Для встановлення впливу розгойдування вантажу на привод механізму зміни вильоту, а зокрема на електродвигун, побудовано графік зміни частоти обертання ротора електродвигуна в процесі зміни вильоту стрілової системи. Для цього використано масив даних, отриманий з допомогою датчика частоти обертання ДЧВ-1, та залежність (3.29). В цій залежності відсутній показник частоти опитування датчика аналогово-цифровим перетворювачем (АЦП) Spider-8, тому залежність, яка дозволить визначити частоту обертання ротора електродвигуна в кожен момент часу із урахуванням особливостей АЦП та самого датчика має вигляд:

$$n = \frac{60n}{K_z}, \quad (4.4)$$

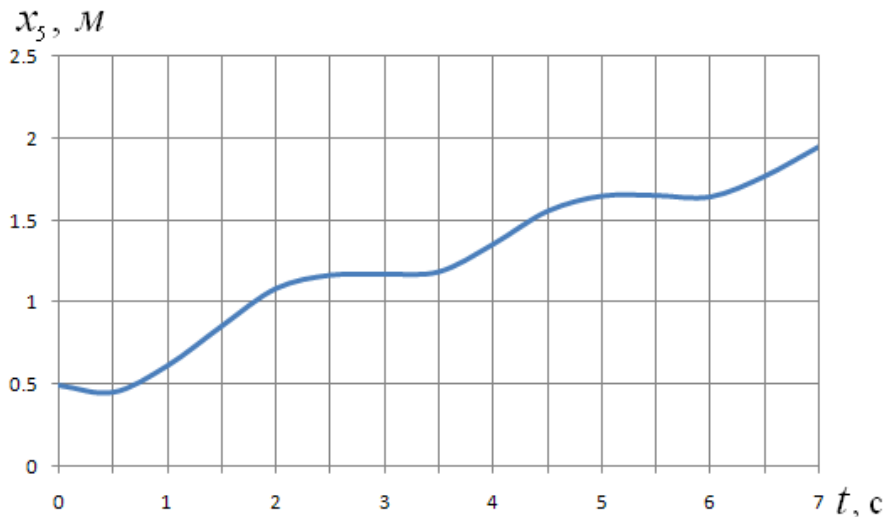
де n – частота проходження зубця повз датчик (c^{-1}), значення беруться з масиву даних датчика ДЧВ-1;

$z = 28$ – кількість зубців зірочки;

$K = 50c^{-1}$ – частота опитувань датчика.



а



б

Рис. 4.4. Графік зміни горизонтальної координати вантажу:

а) дослід №1; б) дослід №2.

На основі залежності (4.4), побудовано графіки зміни частоти обертання ротора електродвигуна механізму зміни вильоту, при русі стрілової системи від мінімального вильоту до максимального (рис. 4.5). Аналізуючи вказані графіки видно, що при виконанні досліді №1 час розгону становить $t_p = 4,1c$, гальмування

$t_r = 0,23c$, а при виконанні досліді №2, відповідно $t_p = 3,37c$, гальмування $t_r = 0,37c$.



а



б

Рис. 4.5. Графік зміни частоти обертання ротора електродвигуна:

а) дослід №1; б) дослід №2.

Для аналізу впливу розгойдування вантажу на ланки стрілової системи, побудовано графіки зміни внутрішніх навантажень ланок, а саме для відтяжки та зу-

бчастої рейки. Вибір саме цих ланок, для дослідження внутрішніх зусиль, зумовлено тим, що ці ланки або ж їх вузли найчастіше виходять з ладу.

Для побудови графіка зміни внутрішніх зусиль в зубчастій рейці скористаємося масивом даних отриманих, за допомогою тензорезисторів (рис. 3.13) та АЦП. Оскільки, тензорезистори змінюють лише значення напруги в електричному колі вимірювального каналу АЦП, то для перетворення отриманих даних в значення зусилля, використовують тарувальні дані (рис. 3.14). При обробці масиву отриманих даних потрібно враховувати те, що тарування проводилося в системі «напруга – маса».

Тому, для дослідження внутрішніх зусиль потрібно перейти від маси до сили, використовуючи поняття сили тяжіння:

$$G = mg , \quad (4.5)$$

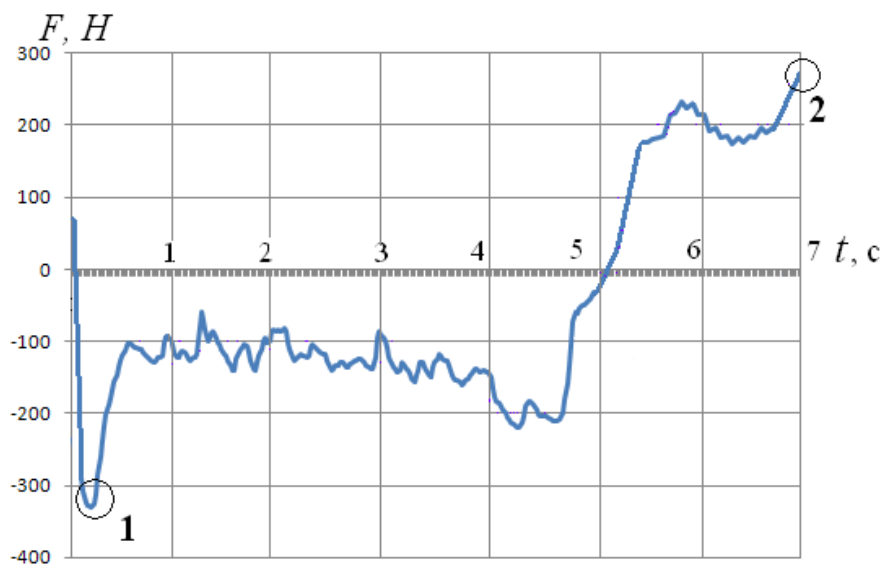
де m – маса тарувального тягарця із графіка тарування (рис. 3.12) (кг);

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

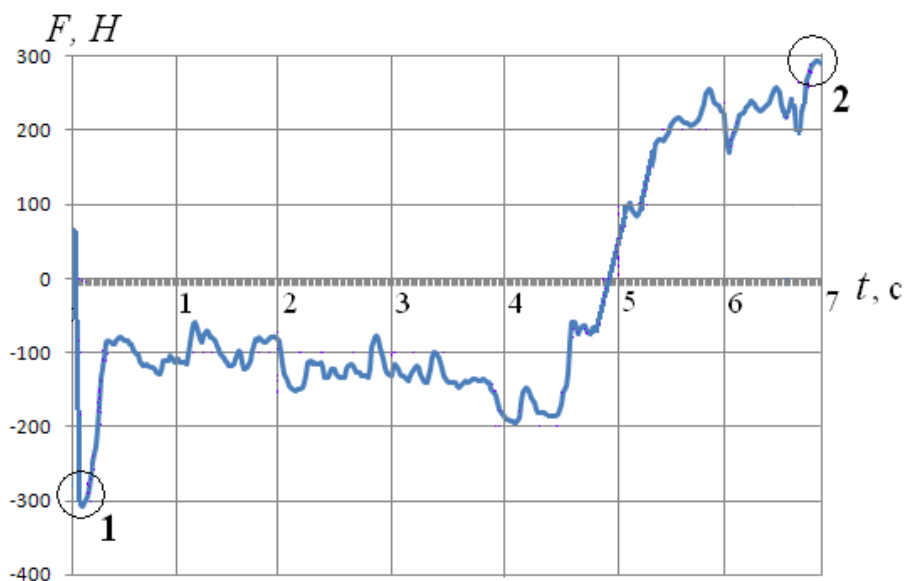
На основі отриманих даних побудовано графіки зміни зусилля у зубчастій рейці під час зміни вильоту стрілової системи від мінімального значення до максимального протягом всього часу роботи механізму (рис. 4.6). На цих графіках відмічено екстремальні значення зусилля на початку та в кінці роботи механізму. Виникнення екстремуму 1 пояснюється ударом зубчастого колеса об зубці рейки та ударом самої рейки об стрілу в шарнірі. Ці удари виникають на початку руху механізму, а саме при зрушенні рейки з місця. Виникнення екстремуму 2 пояснюється миттєвим розтягом рейки. Цей розтяг виникає в кінці зміни вильоту, в той час, коли електродвигун та увесь механізм зупинилися, а стрілова система разом з вантажем продовжують рухатися по інерції. Крім того, розтягу рейки в цій точці сприяє початок розгойдування вантажу в напрямку руху стрілової системи (рис. 4.3).

Для побудови графіка зміни внутрішніх зусиль у відтяжці, використано масив даних, що отримані за допомогою тензорезисторів, встановлених на відтяжці

(рис. 3.15) та АЦП. Щоб перетворити масив даних, що отримані з АЦП в значення зусилля, використовують тарувальні дані (рис. 3.16). Перехід від маси до зусилля, як і у випадку зубчастої рейки здійснюється за формулою (4.5).



а



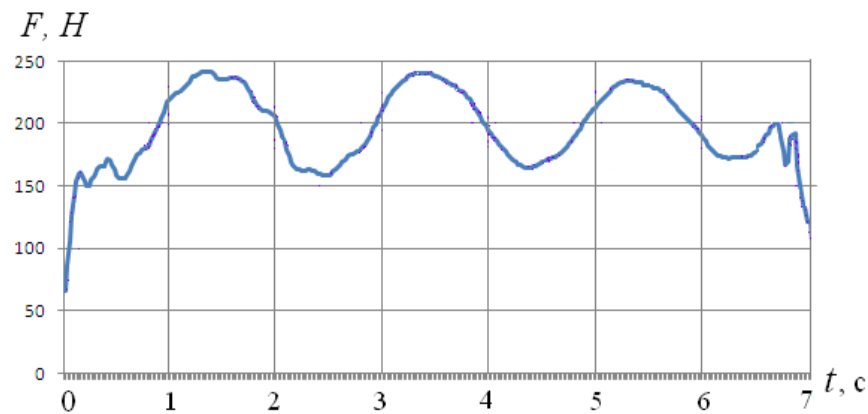
б

Рис. 4.6. Графік зміни внутрішнього зусилля в зубчастій рейці:

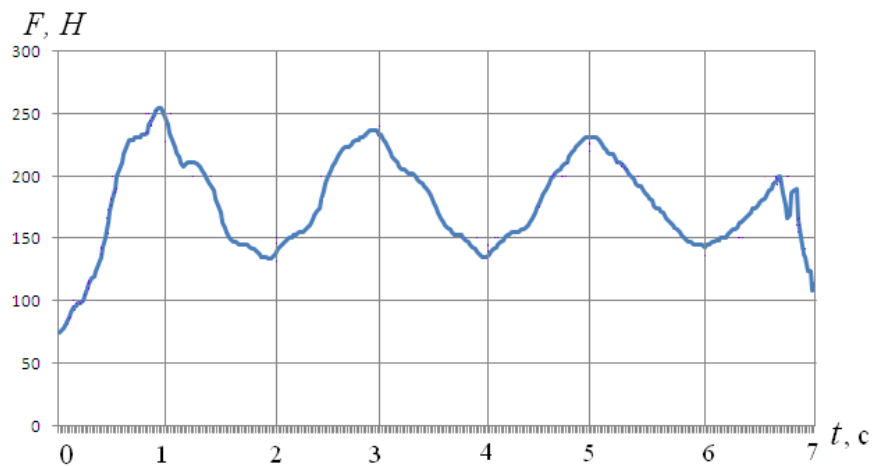
а) дослід №1; б) дослід №2.

На основі отриманих даних, побудовано графіки зміни повздовжнього зусилля у відтяжці, під час зміни вильоту стрілової системи від мінімального значення до максимального протягом всього часу роботи механізму (рис. 4.7).

Для зручності аналізу, отримані дані експериментальних досліджень руху стрілової системи, при ручному керуванні, зведені в табл. І 1 (Додаток І).



а



б

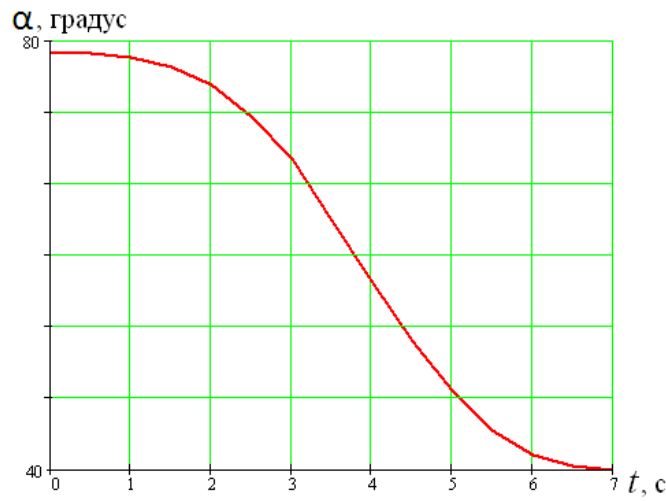
Рис. 4.7. Графік зміни внутрішнього зусилля у відтяжці:

а) дослід №1; б) дослід №2.

4.2. Дослідження руху стрілової системи при автоматичному керуванні за допомогою частотного перетворювача

При проведенні експериментальних досліджень роботи механізму зміни вильоту при автоматичному керуванні, досліджуються ті ж параметри, що й у випадку ручного керування механізмом зміни вильоту.

На рис. 4.8 приведено графічні залежності зміни куткової координати стріли а .



а

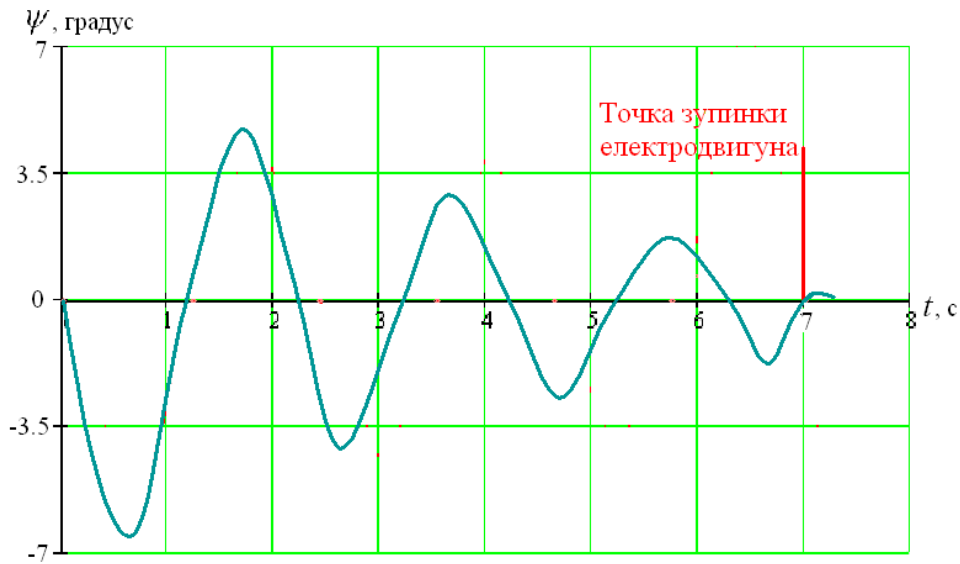


б

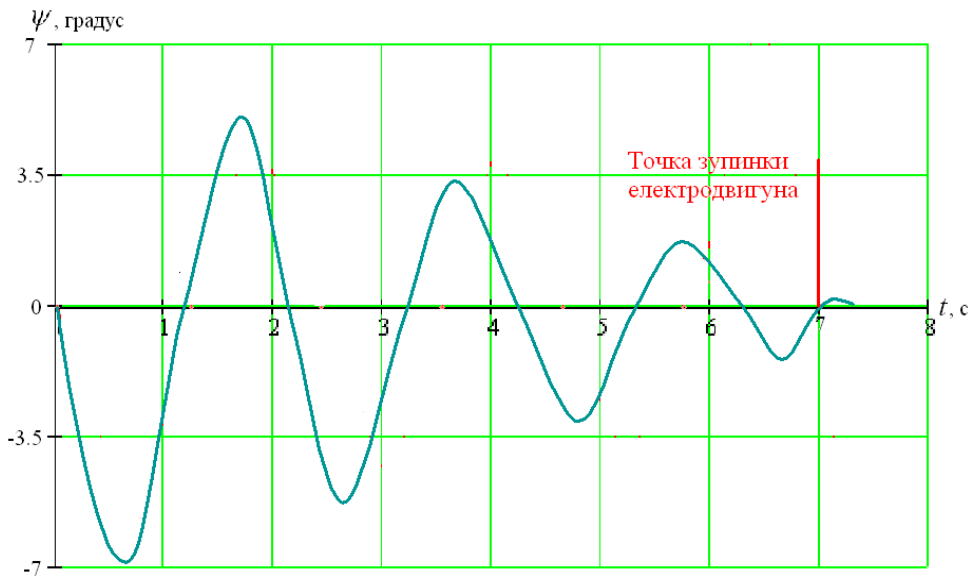
Рис. 4.8. Графік зміни куткової координати стріли в часі:

а) дослід №3; б) дослід №4.

Побудовано графіки зміни кута відхилення вантажного канату від вертикалі U (рис. 4.9). Як і у випадку ручного керування, цей кут визначається на основі виразу (4.2) та зібраного масиву даних кута g .



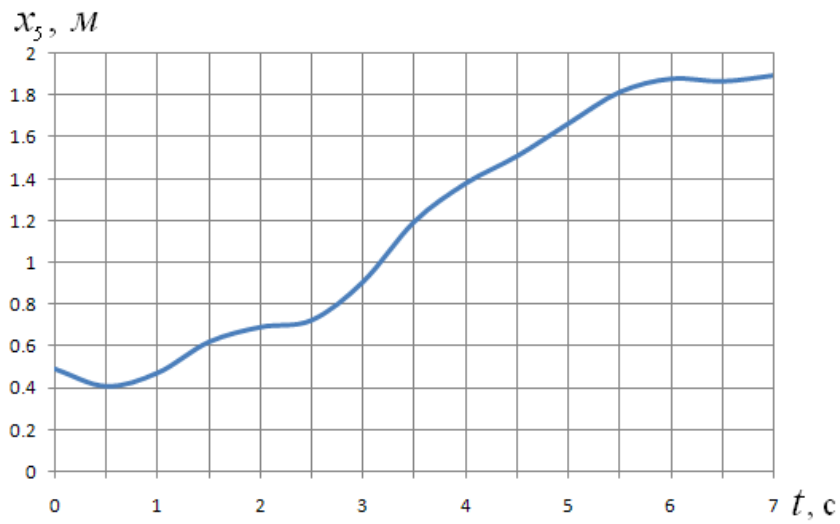
а



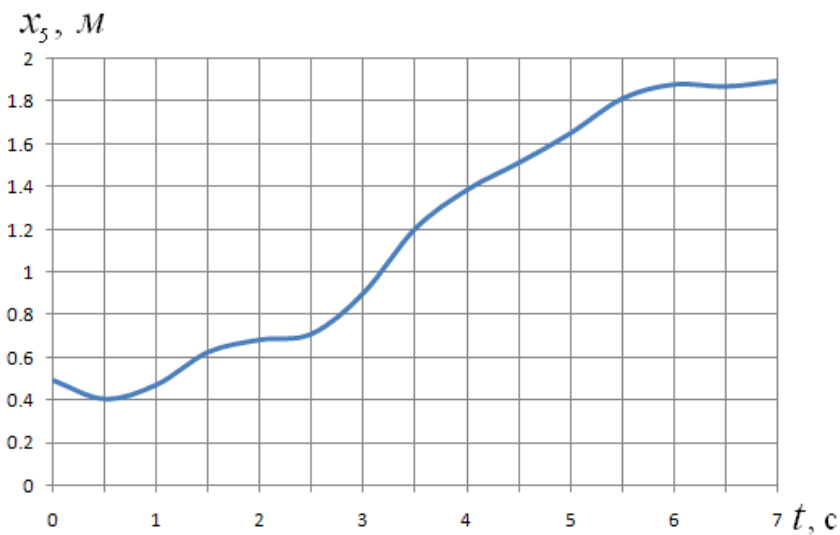
б

Рис. 4.9. Графік зміни кута відхилення вантажного канату в часі:
а) дослід №3; б) дослід №4.

За допомогою залежності (4.3), досліджено вплив розгойдування вантажу, що характеризується кутом ψ , на горизонтальну координату вантажу x_5 . Для цього побудовано графіки зміни горизонтальної координати вантажу в процесі зміни вильоту стрілової системи (рис. 4.10).



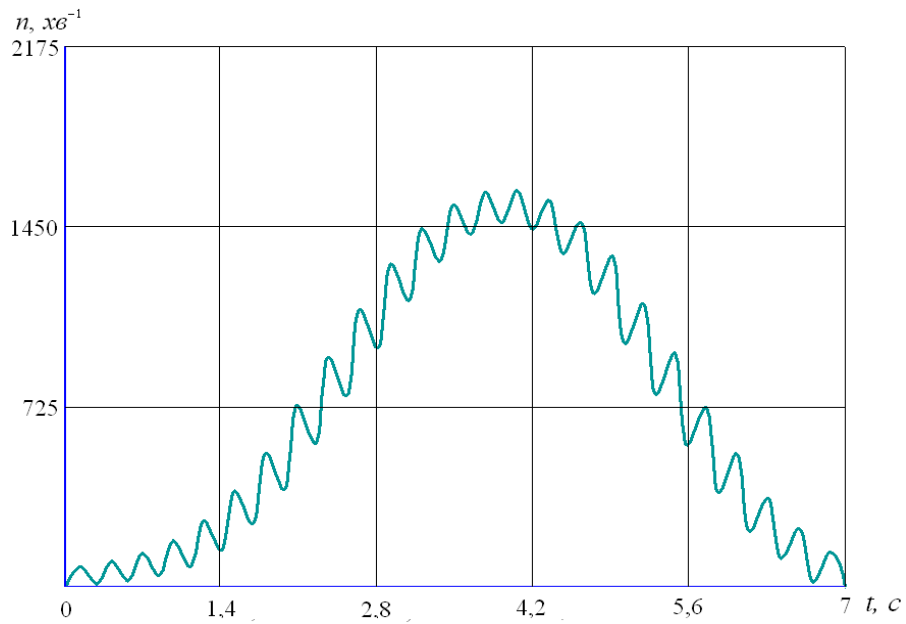
а



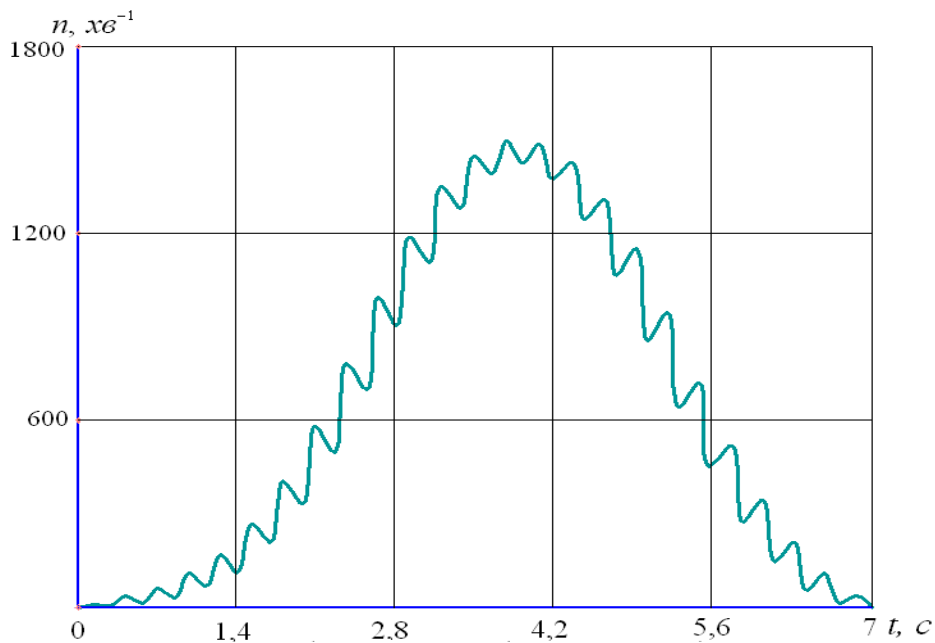
б

Рис. 4.10. Графік зміни горизонтальної координати вантажу:
а) дослід №3; б) дослід №4.

Використовуючи дані, отримані за допомогою датчика ДЧВ-1 та АЦП Spider-8, побудовано графік зміни частоти обертання ротора електродвигуна при автоматичному керуванні за допомогою частотного перетворювача (рис. 4.11).



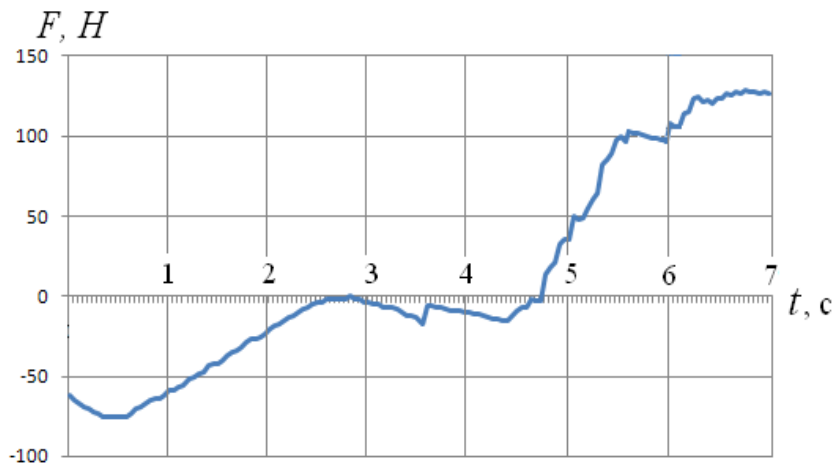
а



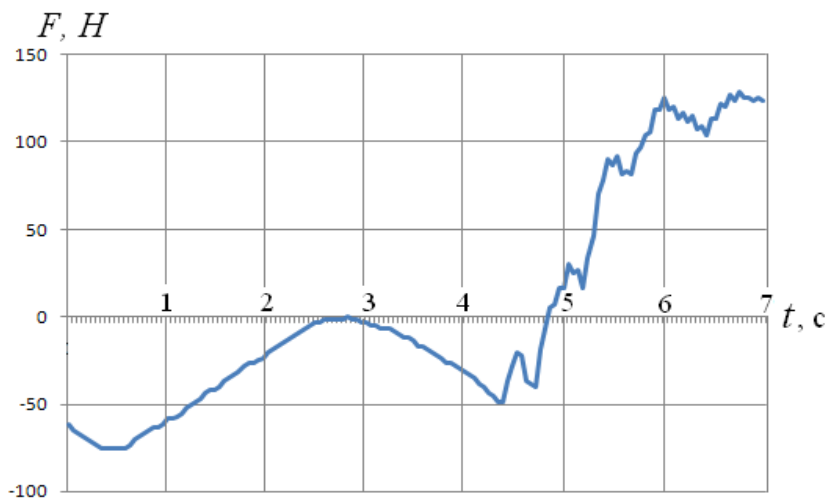
б

Рис. 4.11. Графік зміни частоти обертання ротора електродвигуна:
а) дослід №3; б) дослід №4.

Також при експериментальному дослідженні руху стрілової системи при автоматичному керуванні, були отримані масиви даних для визначення внутрішніх зусиль в зубчастій рейці та відтяжці. За допомогою тарувальних даних і з урахуванням формули (4.5), побудовані графіки зміни внутрішнього зусилля в цих ланках (рис. 4.12-4.13).



а

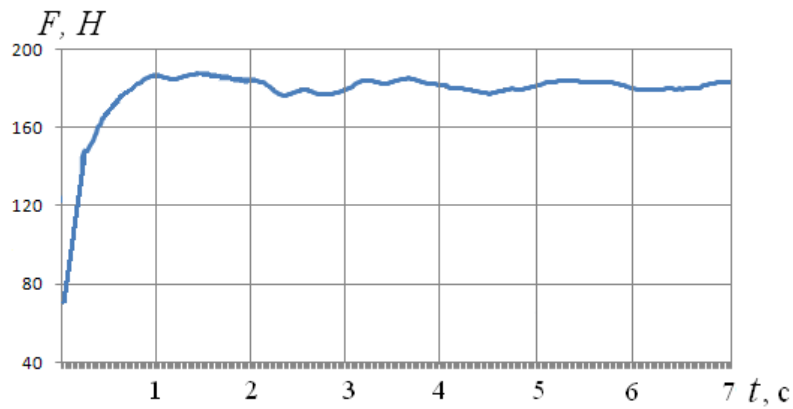


б

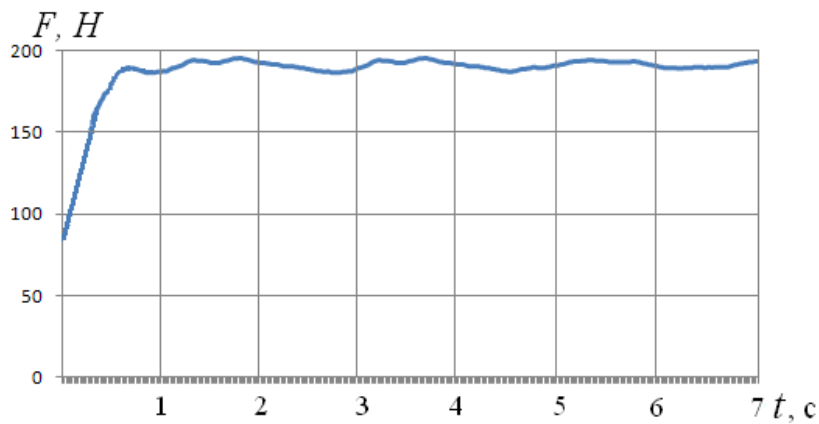
Рис. 4.12. Графік зміни внутрішнього зусилля в зубчастій рейці:

а) дослід №3; б) дослід №4.

Дані експериментальних досліджень руху стрілової системи, що були отримані при виконанні дослідів №3 та №4, зведені в табл. І 2 (Додаток І).



а



б

Рис. 4.13. Графік зміни внутрішнього зусилля у відтяжці:

а) дослід №3; б) дослід №4.

4.3. Аналіз результатів дослідів при ручному та автоматичному керуванні механізмом зміни вильоту стрілової системи моделі

Порівнюючи між собою попарно дані дослідів №1 і №3, та №2 і №4, видно, що вони суттєво відрізняються між собою. Це видно із аналізу графіків, що були отримані експериментальним шляхом (рис. 4.1, 4.3-4.13), а також при порівнянні даних таблиць І 1 та І 2 (Додаток І).

Так, порівнюючи графіки зміни кута нахилу стріли **а** видно, що при ручному керуванні цей кут змінюється за законом, що близький до лінійного, за винятком ділянки, на якій двигун розганяється. Це пояснюється тим, що електродвигун та стріла пов'язані між собою кінематичним зв'язком, що описується лінійним законом. Але у випадку автоматичного керування, характер графіка зміни кута нахилу стріли **а** змінюється, що можна пояснити тим, що частотний перетво-

рювач постійно змінює кутову швидкість ротора електродвигуна – це відповідно впливає і на кутову швидкість стріли, а також і на закон зміни кута α .

Розглянувши графіки зміни кута відхилення вантажного канату U , за умов ручного та автоматичного керування видно, що в першому випадку амплітуда коливань більш значна ($8,79^\circ$ – для вантажу масою 14 кг та $9,59^\circ$ – для вантажу масою 16 кг) і до того ж в момент гальмування електродвигуна вантаж продовжує коливатися, збільшуючи при цьому свою амплітуду (відповідно, $12,4^\circ$ та $13,1^\circ$). У випадку ж автоматичного керування вантаж гальмується, і не відбувається посилення коливань (максимальний кут відхилення становить, відповідно, $6,62^\circ$ та $6,9^\circ$), а залишаються лише незначні остаточні коливання, що не мають суттєвого впливу на позиціювання вантажу. Визначено, що при автоматичному керуванні максимальне значення кута відхилення вантажного каната зменшилось в 1,91 рази.

Горизонтальна координата вантажу x_5 залежить від положення стрілової системи в будь-який момент часу, а також від значення кута U в цей момент. Порівнюючи значення горизонтальної координати, при ручному та автоматичному керуванні, в кінці зміни вильоту видно, що при ручному керуванні горизонтальна координата має значення, що більше від максимального вильоту – це свідчить про відхилення вантажу при досягненні стріловою системою максимального вильоту. У випадку ж автоматичного керування максимальний виліт та горизонтальна координата вантажу x_5 рівні між собою, а це свідчить про точність позиціювання вантажу при автоматичному керуванні електродвигуном механізму зміни вильоту.

Порівнюючи між собою графіки зміни частоти обертання ротора електродвигуна видно, що при ручному керуванні двигун розганяється нерівномірно і коливання вантажу суттєво впливають на динаміку його руху. Крім того, в кінці зміни вильоту відбувається примусове гальмування електродвигуна за допомогою стрічкового гальма, що негативно впливає на його робочі показники. При автоматичному керуванні, частотний перетворювач плавно змінює частоту обертання

ротора електродвигуна, і при наближенні до точки гальмування, так само плавно зменшує її.

Аналізуючи графіки зміни поздовжнього зусилля в зубчастій рейці видно, що при ручному керуванні відбувається значне навантаження рейки нерівномірними ударними силами, які є наслідком коливань вантажу. Особливо значні ударні навантаження виникають на початку та в кінці руху стрілової системи, що пояснюється різким розгоном та гальмуванням електродвигуна. Межі зміни зусилля в зубчастій рейці становлять $-320,58 \dots 263,99 \text{ Н}$ – для вантажу масою 14 кг та $-303,34 \dots 291,82 \text{ Н}$ – для вантажу масою 16 кг . При автоматичному керуванні силова характеристика рейки більш плавна, хоча тут також спостерігаються деякі стрибки зусиль, що можна пояснити невеликою точністю виготовлення шарніру «зубчаста рейка – стріла», а також відсутністю демпфуючих пристроїв, які б зменшували поштовхи від стріли до рейки. Межі зміни зусилля в зубчастій рейці при автоматичному керуванні становлять $-70,1 \dots 127,2 \text{ Н}$ – для вантажу масою 14 кг та $-75,09 \dots 132,41 \text{ Н}$ – для вантажу масою 16 кг . Встановлено, що застосування автоматичного керування дозволило на $46,17\%$ зменшити максимальне зусилля в зубчастій рейці.

Аналогічний вплив здійснюють коливання вантажу і на поздовжнє навантаження відтяжки. При ручному керуванні стріловою системою, на графіку зміни зусилля у відтяжці (рис. 4.7) чітко спостерігаються піки збільшення навантаження, що співпадають із періодами коливань вантажу. Зусилля у відтяжці при ручному керуванні змінюється в межах $65,92 \dots 240,62 \text{ Н}$ – для вантажу масою 14 кг та $74,56 \dots 253,09 \text{ Н}$ – для вантажу масою 16 кг . У випадку автоматичного керування стріловою системою, амплітуда коливань поздовжнього зусилля у відтяжці незначна і воно змінюється в межах $65,9 \dots 182,07 \text{ Н}$ та $67 \dots 196,2 \text{ Н}$, відповідно, для вантажу масою 14 кг та 16 кг . Таким чином максимальне зусилля у відтяжці зменшилось на $22,47\%$.

4.4. Визначення результатів експериментальних досліджень реальної стрілової системи

Експериментальні дослідження, результати яких описані в підрозділах 4.1-4.2, проводилися на моделі шарнірно-зчленованої стрілової системи крана, а теоретичні дослідження проведені для реальної стрілової системи. Тому, для порівняння, результати потрібно перерахувати в одну систему – моделі або ж реального крана. Більш доцільно перерахувати результати експериментальних досліджень з урахуванням коефіцієнтів подібності до реальної стрілової системи.

Запишемо коефіцієнти механічної подібності моделі та реальної стрілової системи, що були раніше визначені в розділі 3:

- коефіцієнт подібності для мас $l_m = 1200$;
- коефіцієнт подібності для кутів $l_a = 1$;
- коефіцієнт подібності для лінійних розмірів $l_y = 16$;
- коефіцієнт подібності для моментів інерції, ланок відносно їх осей $l_j = 307200$;
- коефіцієнт подібності для кутових швидкостей $l_w = 0,25$.

Для порівняння теоретичних та експериментальних досліджень при автоматичному керуванні оберемо дані дослід №4. Це пов'язано з тим, що дослід №4 виконувався на моделі стрілової системи із вантажем масою 16 кг, а це відповідає вантажопідйомності реального крана 19200 кг.

Виходячи з цього, перебудуємо графіки зміни досліджуваних параметрів при автоматичному керуванні (рис. 4.8, б – 4.13, б) із урахуванням наведених коефіцієнтів подібності.

Графіки зміни кута нахилу стріли (рис. 4.8, б) та кута відхилення вантажного канату (рис. 4.9, б) будуть такі ж, оскільки $l_a = 1$. Побудуємо графік залежності горизонтальної координати вантажу від часу в процесі зміни вильоту стрілової системи (рис. 4.14), враховуючи дані графіка (рис. 4.10, б) та коефіцієнт подібності лінійних розмірів $l_y = 16$.

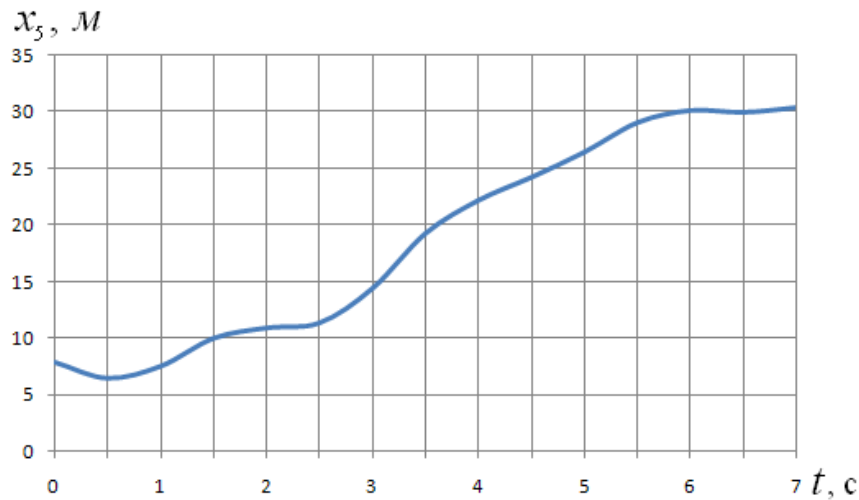


Рис. 4.14. Графік зміни горизонтальної координати вантажу реального крана при автоматичному керуванні.

Для визначення кутової швидкості ротора електродвигуна механізму зміни вильоту реальної стрілової системи недостатньо лише одного коефіцієнту подібності кутових швидкостей, тому що електродвигун моделі та електродвигун реальної стрілової системи мають різні механічні характеристики. Відповідно ці електродвигуни мають різний крутний момент на валу та різні моменти інерції ротора, тому порівнювати ці два електродвигуна між собою, враховуючи лише коефіцієнт подібності кутових швидкостей – невірно. Враховуючи сказане, визначимо кутову швидкість ротора електродвигуна реального крана, користуючись кутовою швидкістю стріли та геометричними характеристиками реальної стрілової системи.

Продиференціювавши за часом залежність кутової координати стріли моделі (рис. 4.8, б), побудували графік зміни кутової швидкості стріли моделі при автоматичному керуванні (рис. 4.15).

Скориставшись коефіцієнтом подібності кутових швидкостей $I_w = 0,25$ та графіком (рис. 4.15), побудуємо графік зміни кутової швидкості стріли реального крана (рис. 4.16).

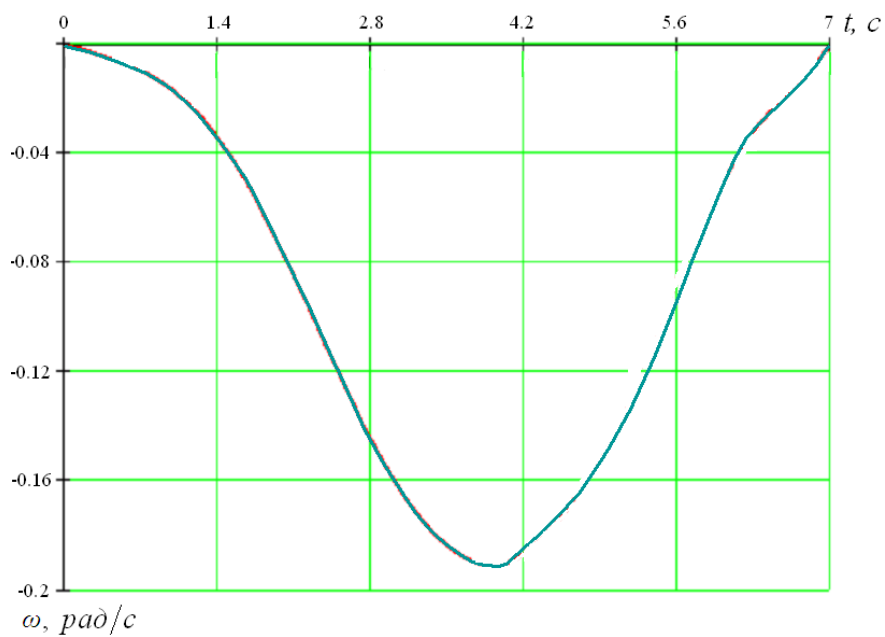


Рис. 4.15. Графік зміни кутової швидкості стріли моделі при автоматичному керуванні.

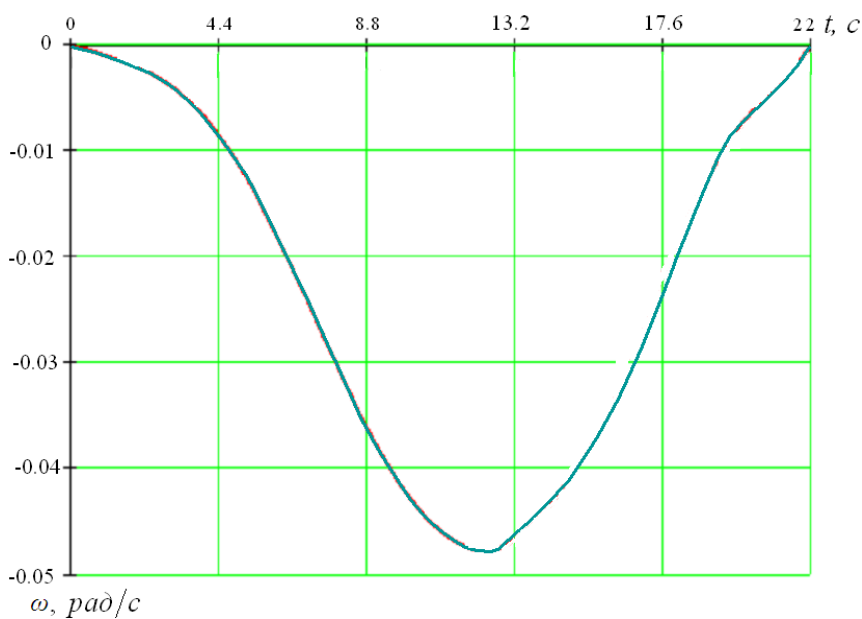


Рис. 4.16. Графік зміни кутової швидкості стріли реального крана при автоматичному керуванні.

Для визначення кутової швидкості ротора електродвигуна реальної стрілової системи, скористаємось виразом, який пов'язує кутову швидкість стріли та кутову швидкість електродвигуна за допомогою кінематичних характеристик реальної стрілової системи:

$$\omega_6 = \frac{a \cdot \varphi_j}{\varphi_a}, \quad (4.6)$$

де $a = \omega$ – кутова швидкість стріли в будь-який момент часу;

$\frac{\varphi_j}{\varphi_a}$ – перша передаточна функція, що пов'язує кутову координату ротора електродвигуна з кутовою координатою стріли (2.22).

На основі графіка (рис. 4.16) та виразу (4.6), побудовано графік зміни кутової швидкості ротора електродвигуна механізму зміни вильоту стрілової системи реального крана (рис. 4.17).

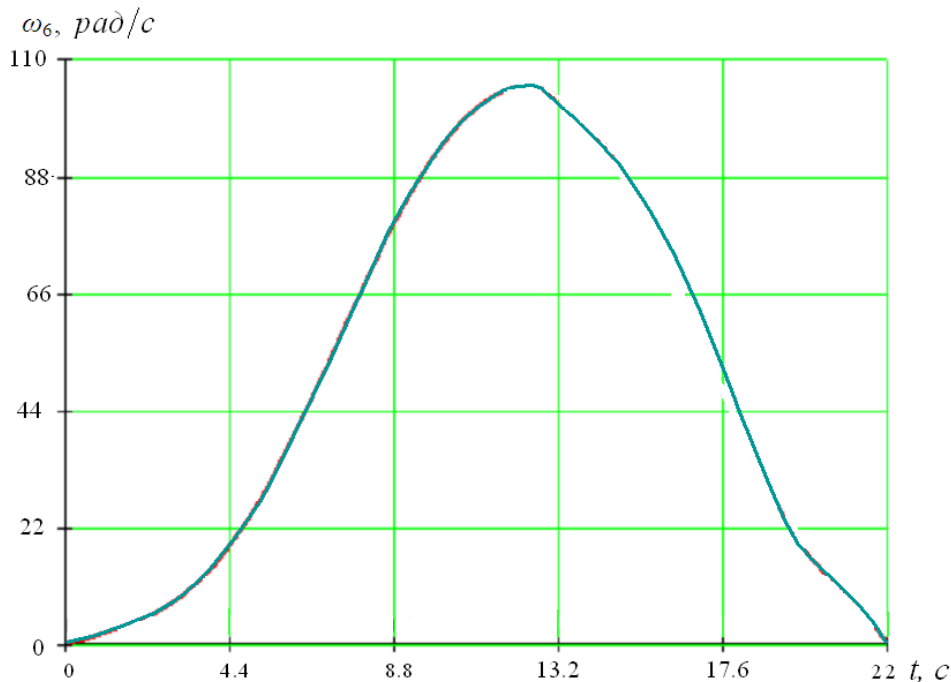


Рис. 4.17. Графік зміни кутової швидкості ротора електродвигуна реального крана при автоматичному керуванні.

Побудуємо графіки зміни поздовжніх зусиль у зубчастій рейці (рис. 4.18) та відтяжці (рис. 4.19) реального крана, використовуюючи вираз для переходу від маси до сили (4.5) та коефіцієнт подібності мас $l_m = 1200$.

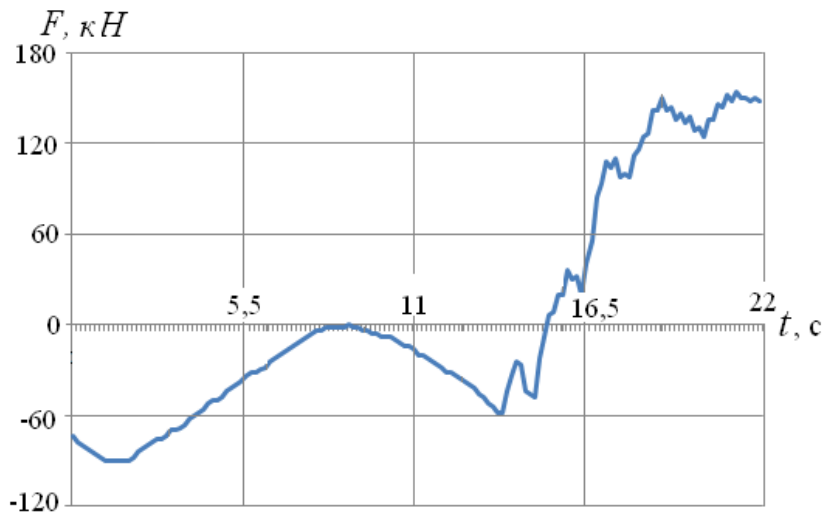


Рис. 4.18. Графік зміни зусилля в зубчастій рейці реального крана.

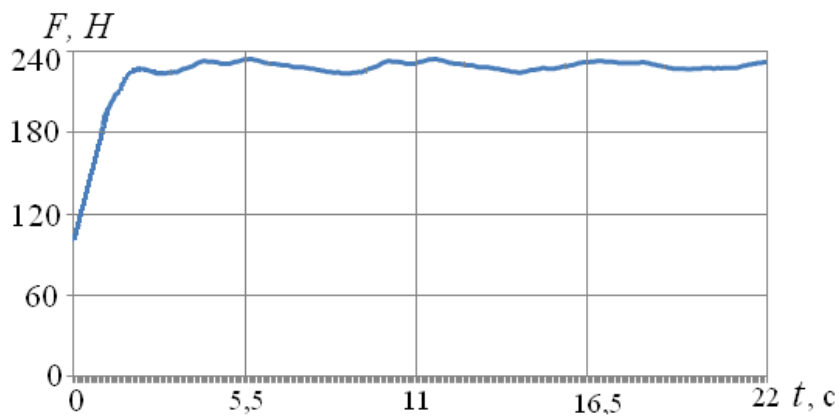


Рис. 4.19. Графік зміни зусилля у відтяжці реального крана.

4.5. Порівняння результатів теоретичних та експериментальних досліджень

Автоматичне керування механізмом зміни вильоту стрілової системи моделі відбувалося при роботі частотного перетворювача за законом мінімального відхилення прискорень (підрозділ 2.6). Тому, потрібно перевірити достовірність результатів теоретичних досліджень руху стрілової системи за оптимальними законами, що були описані в розділі 2, відносно результатів експериментальних досліджень.

Для порівняння результатів теоретичних та експериментальних досліджень динаміки руху реальної стрілової системи під час зміни вильоту за оптимальним законом, побудовані графіки отримані теоретичним та експериментальним шля-

хом, а саме: горизонтальної координати вантажу x_5 (рис. 4.20), кутова швидкість ротора електродвигуна ω_6 (рис. 4.21) та зусилля у зубчастій рейці F (рис. 4.22).

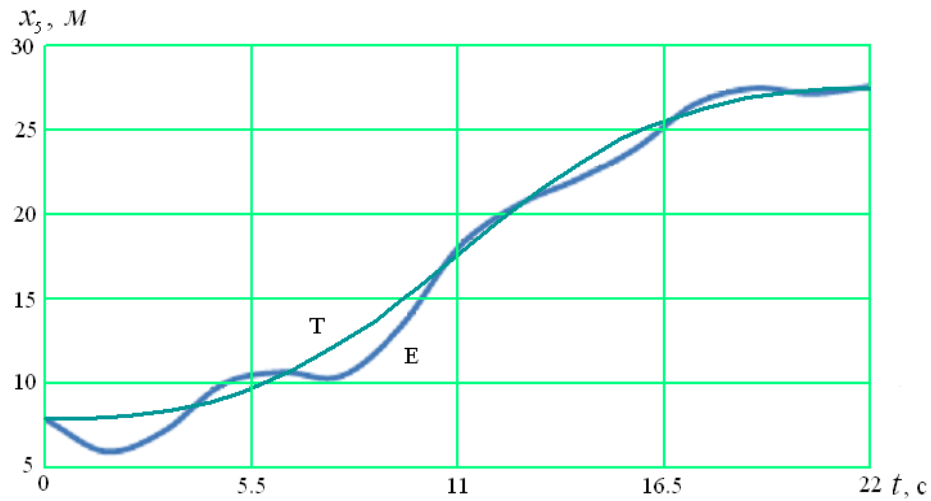


Рис. 4.20. Графік зміни горизонтальної координати вантажу:
Т – теоретичний; Е – експериментальний.

Додатково результати теоретичних та експериментальних досліджень руху реальної стрілової системи занесені в порівняльну таблицю (табл. І 3. Додаток І).

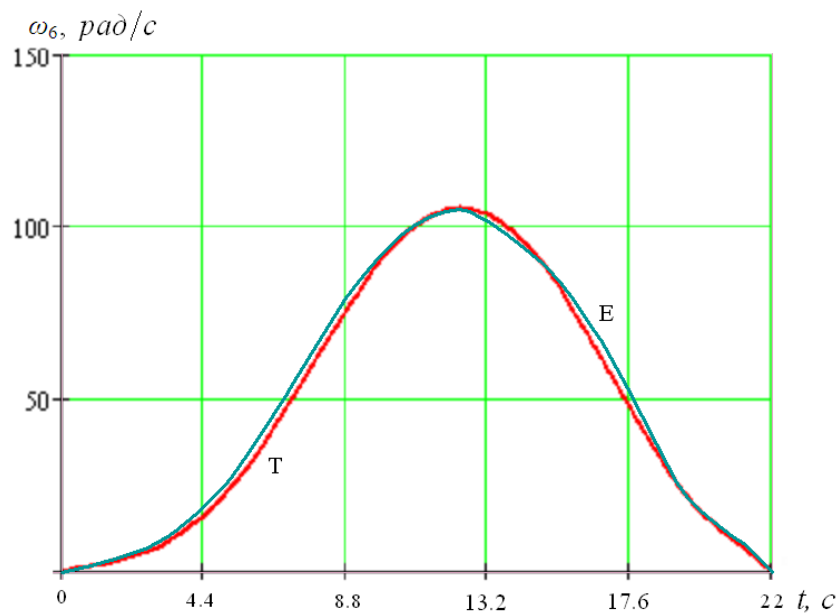


Рис. 4.21. Графік зміни кутової швидкості ротора електродвигуна:
Т – теоретичний; Е – експериментальний.

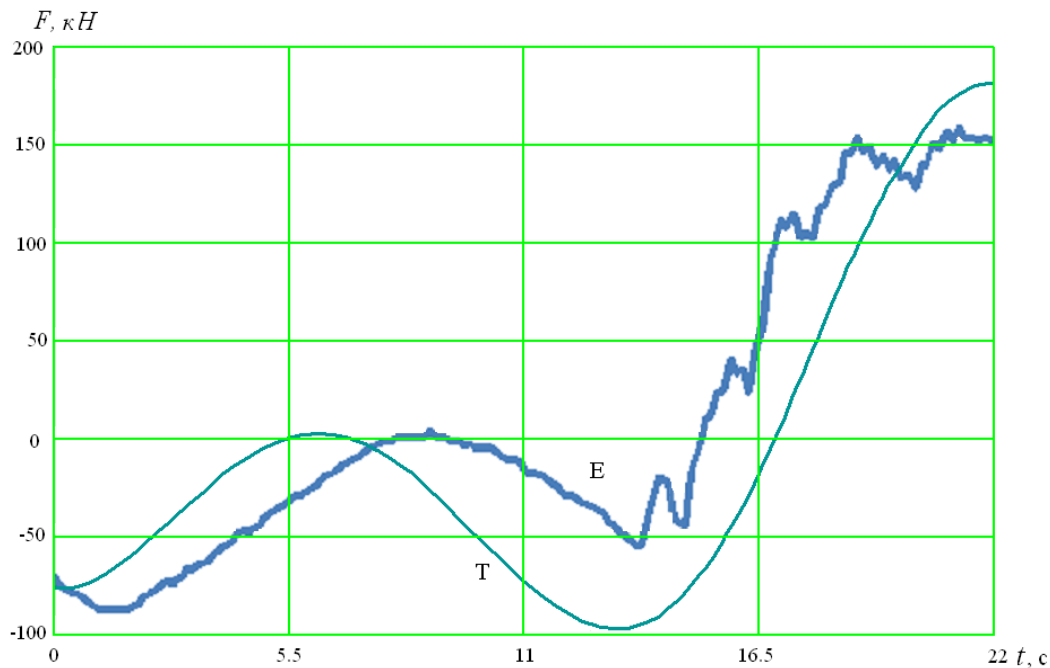


Рис. 4.22. Графік зміни поздовжнього зусилля в зубчастій рейці:

T – теоретичний; E – експериментальний.

Для відображення різниці між результатами теоретичних та експериментальних досліджень визначимо середнє арифметичне відносної похибки вимірів за весь час зміни вильоту.

Середнє арифметичне відносної похибки вимірів визначалося для кожного з досліджуваних параметрів за допомогою виразу:

$$Df = \frac{\left| \overset{\circ}{a} \sum_{i=1}^n Df_i \right|}{n} 100\% , \quad (4.7)$$

де Df_i – відносна похибка між теоретичним та експериментальним значенням параметра, що визначена в будь-який момент часу;

$n = 20$ – кількість вимірів.

Середнє арифметичне відносної похибки між теоретичним та експериментальним визначенням становить:

- для кута нахилу стріли $Da = 0,99\%$;

- для кута відхилення вантажного каната від вертикалі $Dy = 28,2\%$;
- для горизонтальної координати вантажу $Dx = 4,71\%$;
- для кутової швидкості ротора електродвигуна $Dw = 7,9\%$;
- для поздовжнього зусилля в зубчастій рейці $DF = 28,98\%$.

Для більш повного аналізу отриманих даних визначимо середньоквадратичне відхилення між результатами теоретичних та експериментальних досліджень протягом всього часу роботи механізму. Оскільки вибірка мала за розмірністю, то скористаємося виразом середньоквадратичного відхилення із поправкою Бесселя [178]:

$$s = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}, \quad (4.8)$$

де n – розмір вибірки;

x_i – i -тий елемент вибірки;

\bar{x} – середнє арифметичне вибірки.

Використовуючи дані табл. І 3 (Додаток І), визначені середньоквадратичні відхилення досліджуваних параметрів:

- середньоквадратичне відхилення кута нахилу стріли $s_a = 0,867^\circ$;
- середньоквадратичне відхилення кута відхилення вантажного канату $s_y = 1,253^\circ$;
- середньоквадратичне відхилення горизонтальної координати вантажу $s_x = 0,782\text{м}$;
- середньоквадратичне відхилення кутової швидкості ротора електродвигуна $s_w = 3,34\text{хв}^{-1}$;
- середньоквадратичне відхилення поздовжнього зусилля в зубчастій рейці $s_F = 21,726\text{кН}$.

Для підтвердження адекватності та відтворюваності результатів, що були отримані під час проведення експерименту визначено коефіцієнти регресії та проведено дисперсний аналіз даних експериментальних досліджень динаміки руху стрілової системи (Додаток І).

Висновки до четвертого розділу

1. За допомогою системи збору даних було проведено експериментальні дослідження з визначення: кута нахилу стріли до горизонту, кута відхилення вантажного каната від вертикалі, частоти обертання ротора електродвигуна, поздовжнього зусилля у зубчастій рейці і поздовжнього зусилля у відтяжці як при ручному, так і при автоматичному керуванні електродвигуном механізму зміни вильоту моделі.

2. Дані, що були отримані в результаті експериментальних досліджень на фізичній моделі при автоматичному керуванні механізмом зміни вильоту, перераховані для реальної стрілової системи крана.

3. Виконано аналіз кінематичних і динамічних характеристик руху як при ручному, так і при автоматичному керуванні механізмом зміни вильоту стрілової системи. Встановлено, що при автоматичному керуванні зміною вильоту максимальне відхилення вантажного каната від вертикалі зменшилось в 1,91 рази, максимальне зусилля в приводній рейці зменшилось на 46,17%, а в відтяжці – на 22,47%. Крім того, зменшення амплітуди коливань вантажу забезпечує плавну зміну внутрішніх зусиль у зубчастій рейці та відтяжці протягом всього часу зміни вильоту.

4. При аналізі досліджень визначено, що відносні похибки між теоретичним і експериментальним результатами, а також середньоквадратичні відхилення досліджуваних параметрів відповідно становлять: для кута нахилу стріли $D\alpha = 0,99\%$, $s_\alpha = 0,867^\circ$; для кута відхилення вантажного каната від вертикалі $D\gamma = 28,2\%$, $s_\gamma = 1,253^\circ$; для горизонтальної координати вантажу $Dx = 4,71\%$, $s_x = 0,782\text{м}$; для кутової швидкості ротора електродвигуна

$D_w = 7,9\%$, $s_w = 3,34xv^{-1}$; для поздовжнього зусилля в зубчастій рейці
 $D_F = 28,98\%$, $s_F = 21,726кН$.

РОЗДІЛ 5

РОЗРОБКА РЕКОМЕНДАЦІЙ ЩОДО ВДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ МЕХАНІЗМІВ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНИХ СТІЛОВАНИХ СИСТЕМ

Після проведення теоретичних та експериментальних досліджень (розділи 2, 4), було підтверджено, що коливання не лише збільшують тривалість робочого циклу крана, а й згубно впливають на ланки та кінематичні пари стрілової системи. Тому постає задача проектування такої конструкції приводу механізму зміни вильоту стрілової системи, яка б дозволила уникнути коливань вантажу під час перехідних процесів, і забезпечила б йому постійну швидкість при горизонтальному переміщенні на усталених ділянках руху.

Поставлену задачу можна вирішити двома шляхами:

1. зміна конструкції механізму зміни вильоту;
2. електронне керування електродвигуном за законами, що забезпечують поставлені умови.

5.1. Рекомендації, щодо зміни конструкції приводу механізму зміни вильоту

При великій різноманітності конструкцій механізмів зміни вильоту [3-5, 9-11, 13-23], досить важко запропонувати приводи, які б забезпечували поставлені умови. Тому запропоновано нові конструкції приводів лише деяких механізмів зміни вильоту.

На рис. 5.1 представлена шарнірно-зчленована стрілова система із вдосконаленим поліспастичним механізмом зміни вильоту, конструкція якого дозволяє забезпечити постійну швидкість горизонтального переміщення вантажу, а відповідно і уникнути його коливань на ділянці усталеного руху [180].

Запропонована конструкція механізму зміни вильоту працює таким чином. Крутний момент від електродвигуна 1, безпосередньо, через редуктор 3, гальмівну 2 та запобіжну 4 муфти передається до стрілового барабана 5, на якому закріп-

лений вільний кінець каната стрілового поліспасти 6. При обертанні барабана 5 відбувається намотування каната, що призводить до зближення двох обойм блоків поліспасти 6, це викликає підйом стріли 9, а відповідно і зменшення вильоту стрілової системи. При розмотуванні каната з барабана відбувається розсування блоків поліспасти 6, а відповідно і проходить збільшення вильоту стрілової системи.

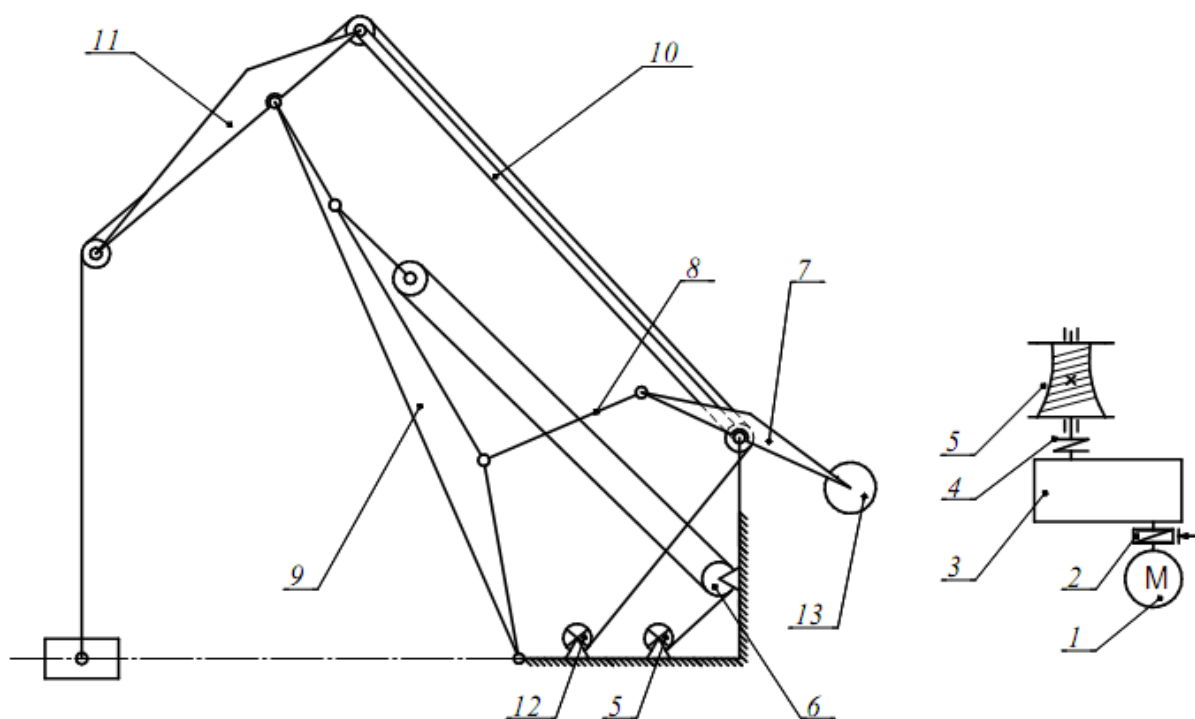


Рис. 5.1. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи із поліспастиним механізмом зміни вильоту:

1 – електродвигун; 2 – гальмо; 3 – редуктор; 4 – запобіжна муфта; 5 – барабан; 6 – поліспастина система; 7 – кронштейн; 8 – тяга; 9 – стріла; 10 – жорстка відтяжка; 11 – хобот з контрхоботом; 12 – механізм підйому вантажу; 13 – проти-вага.

Досягнення постійної горизонтальної швидкості вантажу забезпечується за допомогою нарізного барабана особливої форми, робоча поверхня якого виконана у формі однопорожнинного гіперболоїда. Оскільки діаметр барабана змінний, тому і лінійна швидкість намотування каната, при постійній швидкості обертання барабана буде змінною. Навивку каната на барабан потрібно виконати таким чи-

ном, щоб при мінімальному вильоті стрілової системи канат був намотаний в частині барабана з мінімальним діаметром.

На рис. 5.2 наведена шарнірно-зчленована стрілова система із новою конструкцією секторного механізму зміни вильоту [181], яка дозволяє вирішити поставлене завдання.

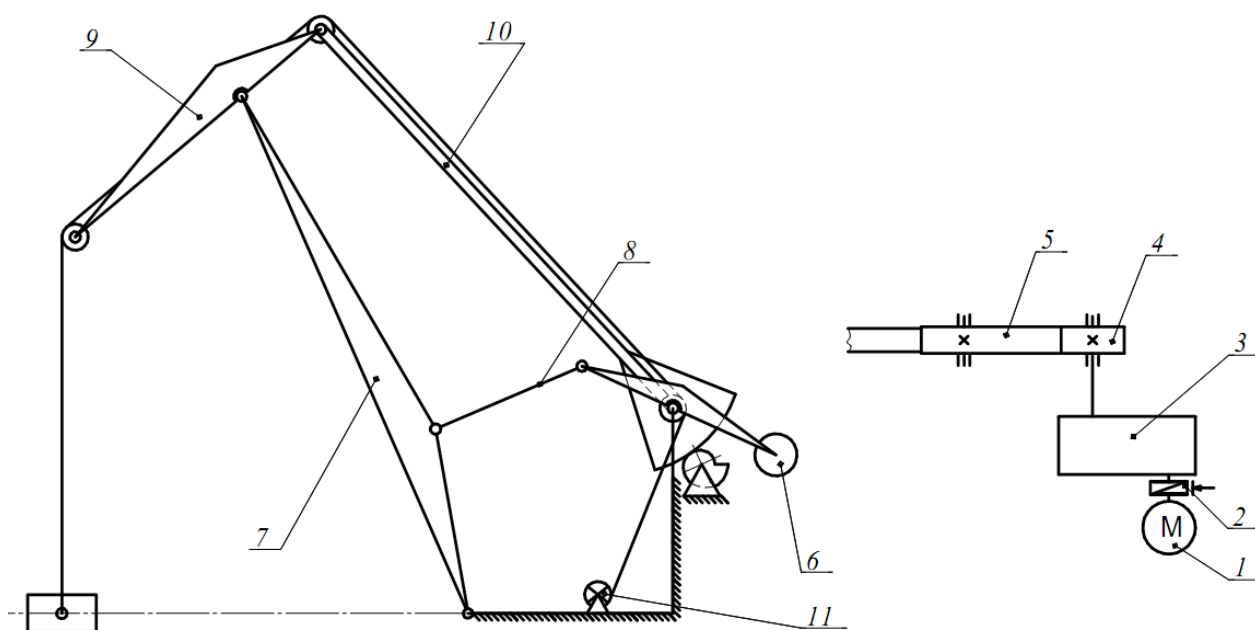


Рис. 5.2. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи із секторним механізмом зміни вильоту:

1 – електродвигун; 2 – гальмо; 3 – редуктор; 4 – привідна шестерня; 5 – зубчастий сектор; 6 – противага; 7 – стріла; 8 – тяга; 9 – хобот з контрхоботом; 10 – відтяжка; 11 – механізм підйому вантажу.

Запропонована конструкція механізму зміни вильоту працює таким чином. Крутний момент від електродвигуна 1, безпосередньо, через редуктор 3 та гальмівну муфту 2 передається до некруглого зубчастого колеса 4, від якого передається до зубчастого сектора 5. Таким чином, здійснюється поворот зубчастого сектора навколо його осі, що спричиняє поворот жорсткої відтяжки 10, яка жорстко з'єднана із сектором. Зміна кута нахилу відтяжки призводить до зміни вильоту стрілової системи.

Забезпечення оптимальних умов руху вантажу, досягається за рахунок особливої форми зубчастого сектора та некруглого зубчастого колеса. Оскільки, передаточне число між вказаними елементами буде постійно змінюватися, протягом всього часу зміни вильоту, то і швидкість горизонтального переміщення вантажу залежатиме від профілю цієї зубчастої пари.

На рис. 5.3 наведено шарнірно-зчленовану стрілову систему крана із гідравлічним пристроєм керування зміною вильоту стрілової системи [182].

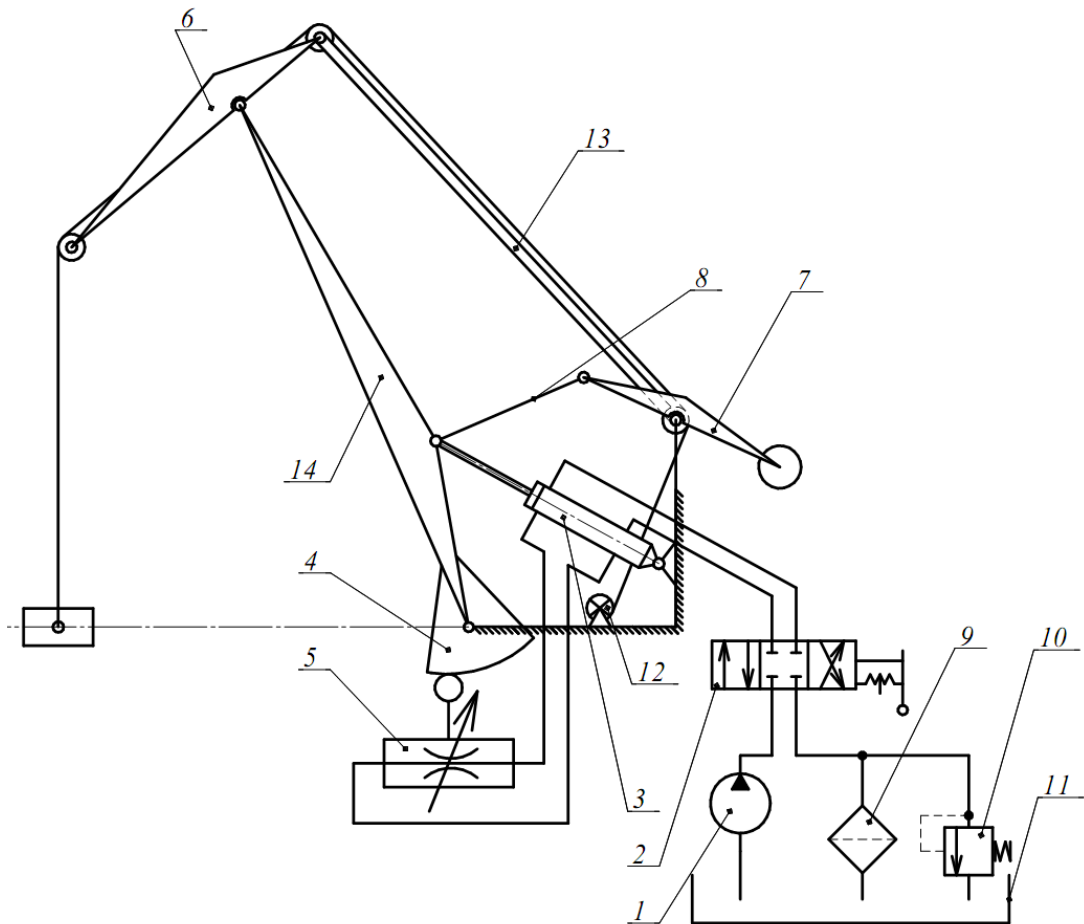


Рис. 5.3. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи із гідравлічним пристроєм керування зміною вильоту:

1 – гідронасос; 2 – розподільник; 3 – гідроциліндр; 4 – профільований сектор; 5 – дросель із роликівим штовхачем; 6 – хобот із контрхоботом; 7 – кронштейн із противагою; 8 – тяга; 9 – фільтр; 10 – переливний клапан; 11 – бак із гідрорідиною; 12 – механізм підйому вантажу; 13 – відтяжка; 14 – стріла.

Вказаний пристрій працює наступним чином. Робоча рідина з гідробаку 11 подається насосом 1 по трубопроводу високого тиску до золотникового розподільника 2, за допомогою якого виконується керування подачею робочої рідини до гідроциліндра зміни вильоту стрілової системи 3. Паралельно до гідроциліндра підключений регулюючий дросель 5, який забезпечує перепускання рідини між двома порожнинами гідроциліндра за відповідним законом, що дає змогу забезпечити відповідний режим зміни горизонтальної швидкості вантажу у часі. Керування дроселем відбувається за допомогою роликів штовхача, який контактує із профільованим сектором 4, що жорстко з'єднаний зі стрілою 14.

Керування швидкістю зміни вильоту відбувається автоматично за рахунок зміни подачі робочої рідини, цим самим забезпечуючи оптимальний режим руху вантажу в будь-який момент часу в залежності від положення стріли.

На відміну від попередніх двох конструкцій механізму зміни вильоту, вказаний гідравлічний пристрій дозволяє керувати зміною вильоту не лише на ділянці усталеного руху, а й під час перехідних процесів.

Недоліком такої конструкції гідравлічного механізму зміни вильоту є те, що збільшення та зменшення вильоту відбувається з різними робочими швидкостями. Це пов'язано із різним об'ємом робочих порожнин гідроциліндра.

Для позбавлення від вказаного недоліку, а саме для забезпечення однакових робочих швидкостей як при збільшенні, так і при зменшенні вильоту стрілової системи пропонується нова конструкція гідравлічного пристрою керування зміною вильоту (рис. 5.4) [183].

На відміну від попередньої конструкції (рис. 5.3), новий гідравлічний пристрій містить два гідроциліндри, що під'єднані до гідросистеми паралельно, тобто штокова порожнина одного циліндра паралельно з'єднана зі штоковою порожниною іншого, а безштокова – із безштоковою. При цьому гідроциліндри 3 приєднані своїми провушинами до стріли та до бази крана протилежно.

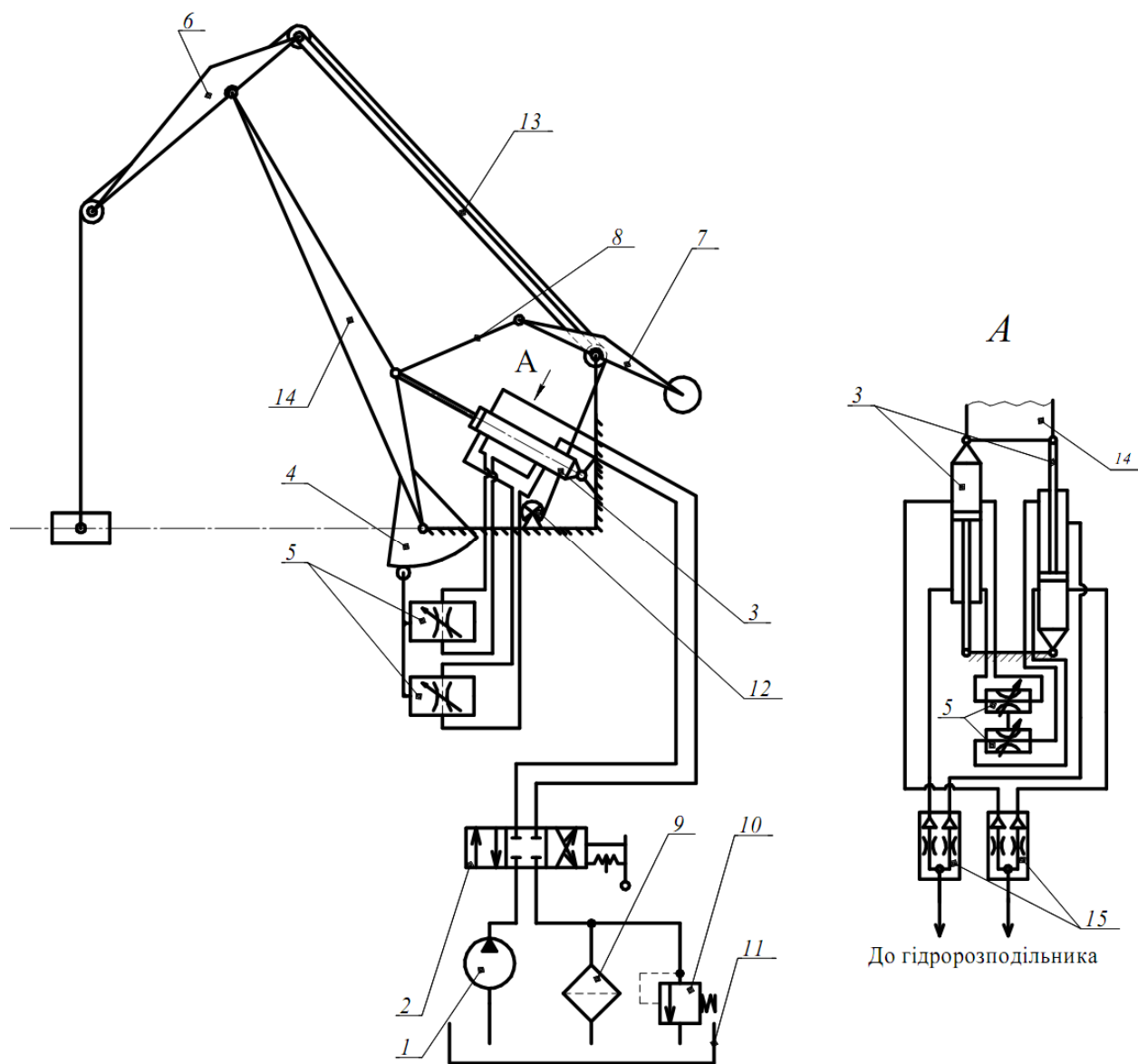


Рис. 5.4. Схема шарнірно-зчленованої стрілової системи із гідравлічним пристроєм керування зміною вильоту:

1 – гідронасос; 2 – розподільник; 3 – гідроциліндр; 4 – профільований сектор; 5 – дросель із роликівим штовхачем; 6 – хобот із контрхоботом; 7 – кронштейн із противагою; 8 – тяга; 9 – фільтр; 10 – переливний клапан; 11 – бак із гідрорідиною; 12 – механізм підйому вантажу; 13 – відтяжка; 14 – стріла; 15 – подільник потоку.

Таке приєднання дає змогу забезпечити однакову кутову швидкість стріли, як при збільшенні вильоту, так і при зменшенні. Паралельно до кожного гідроциліндра підключено по одному регулюючому дроселю 5, який керує подачею рідини до гідроциліндра за відповідним законом. Керування дроселями 5 відбувається

автоматично за допомогою спільного роликowego штовхача та поворотного профільованого сектора 4, який жорстко приєднаний до стріли 14.

Подільники потоку 15 потрібні для того, щоб вирівнювати подачу рідини між двома гідроциліндрами в залежності від положення золотника розподільника 2. Причому один подільник призначений для регулювання подачі рідини при збільшенні вильоту стрілової системи, інший – при зменшенні.

5.2. Системи електронного керування механізмом зміни вильоту

Як видно із опису запропонованих приводів механізму зміни вильоту стрілової системи, для кожного випадку, потрібно вносити суттєві зміни в конструкцію самого приводного механізму. Однак, таке вирішення задачі дозволяє мінімізувати коливання вантажу, а, відповідно і покращити динамічні характеристики стрілової системи, лише на ділянці усталеного руху [184].

Тому, постала задача синтезу універсальної системи керування зміною вильоту, яку можна було б застосовувати у різних конструкціях приводів, і яка дозволить мінімізувати коливання вантажу ще й на ділянках перехідних процесів, а саме під час розгону та гальмування.

Запропонована конструкція такої системи керування включає в себе (Додаток Й, Й 1):

- бортовий комп'ютер оператора, із встановленою програмою керування частотним перетворювачем;
- частотний перетворювач;
- крановий електродвигун приводу механізму зміни вильоту.

В програмі керування частотним перетворювачем задається оптимальне рівняння зміни вильоту. Програма керування кодує потрібні сигнали в режимі реального часу та передає їх до частотного перетворювача. У відповідності до отриманих даних, частотний перетворювач постійно змінює частоту електричного струму, що подається на електродвигун механізму. Зміна частоти вхідного струму дозволяє постійно керувати кутовою швидкістю електродвигуна, а, відповідно, і

змінювати швидкість руху стрілової системи у відповідності до оптимальних законів руху, що були передані на бортовий комп'ютер.

Наведена система керування дозволяє мінімізувати коливання вантажу, що виникають протягом всього часу зміни вильоту, і зокрема, на ділянках перехідних процесів руху стрілової системи.

Однак, приведена система керування найбільш ефективно буде використовуватися лише при русі стрілової системи від одного крайнього положення до іншого. Це пов'язано з тим, що в початкове оптимальне рівняння руху потрібно задати межі зміни вильоту, або ж значення вильоту на початку та в кінці руху (підрозділ 2.3). Оскільки, оператору крана важко візуально оцінити положення стрілової системи, тому систему керування потрібно вдосконалити таким чином, щоб визначення положення стрілової системи в будь який момент часу відбувалося автоматично. А визначені дані вильоту стрілової системи, щоб передавались на бортовий комп'ютер, і система керування коректувала вихідні дані для керування частотним перетворювачем у відповідності до поставлених вимог, щодо початкового та кінцевого вильотів.

На основі цього, запропонована нова система електронного керування механізмом зміни вильоту стрілової системи зі зворотнім зв'язком (Додаток Й, Й 2). На відміну від попередньої, вказана системи керування, додатково, містить блок датчиків, АЦП для збору даних з датчиків та встановлену на комп'ютер програму обробки даних, що отримані з АЦП.

Блок датчиків включає в себе: датчик кута нахилу стріли, датчик кута відхилення вантажного канату від вертикалі, датчик довжини вантажного підвісу та датчик маси вантажу.

Датчик кута нахилу стріли потрібен для фіксування положення стрілової системи та визначення її вильоту в будь-який момент часу. Датчик кута відхилення вантажного канату від вертикалі встановлюється з метою миттєвого коригування оптимальних законів руху, у випадку непередбачуваного відхилення вантажного канату, наприклад, при дії вітру або ж великій інерційності вантажу. Встановлення датчиків довжини вантажного підвісу та маси вантажу потрібно для

внесення в закони оптимального руху стрілової системи параметрів вантажу. Це пов'язано з тим, що коливання вантажу здійснюються за законами математичного маятника, а в цих законах основними величинами є – довжина підвісу та маса вантажу [152].

Запропонована схема електронного керування є найбільш раціональною та універсальною. Це говорить про те, що вона може використовуватися в стрілових системах з різними конструкціями механізмів зміни вильоту. Однак, при встановленні такої системи на кран потрібно коригувати рівняння оптимального руху стрілової системи, а зокрема враховувати функції положення ланок приводу стрілової системи, оскільки ті закони, що наведені в розділі 2, були записані для стрілової системи із однорейковим механізмом зміни вильоту.

5.3. Розрахунок економічної ефективності від впровадження електронної системи керування механізмом зміни вильоту

Визначення економічної ефективності від впровадження електронної системи керування механізмом зміни вильоту за встановленими оптимальними законами проводилося за методикою визначення ефективності нової техніки [185]. Річний економічний ефект, при застосуванні електронного керування, був досягнутий, за рахунок зменшення тривалості робочого циклу крана при проведенні перевантажувальних робіт, за рахунок збільшення довговічності металоконструкцій крана та за рахунок зменшення необхідної кількості стропальників.

5.3.1. Розрахунок економічної ефективності за рахунок зменшення тривалості робочого циклу, та за рахунок зменшення необхідної кількості стропальників

Визначення економічного ефекту було проведено методом порівняння роботи двох кранів (один – з ручним керуванням, другий – з електронним керуванням), що мають однакове напруження та працюють за однакових умов.

Тривалість робочого циклу крана при перевантажувальних роботах може бути визначена за виразом [186]:

$$T_{\text{ц}} = \overset{\circ}{a} t + \overset{\circ}{a} t_{\text{д}}, \quad (5.1)$$

де $\overset{\circ}{a} t$ – час, що витрачається на операції по переміщенню вантажу краном;

$\overset{\circ}{a} t_{\text{д}}$ – сумарний час, виконання допоміжних операцій, який знаходиться за формулою:

$$\overset{\circ}{a} t_{\text{д}} = t_{\text{зах}} + t_{\text{зн}} + t_{\text{нав}} + t_{\text{засп}}, \quad (5.2)$$

де $t_{\text{зах}}$ – час, затрачений на стропування, або ж захват вантажу;

$t_{\text{зн}}$ – час, затрачений на відчеплення, або ж висипання вантажу;

$t_{\text{нав}}$ – час, затрачений на позиціонування вантажу після його переміщення;

$t_{\text{засп}}$ – час, що затрачений на заспокоєння коливань вантажу.

Порівняльний розрахунок тривалості робочого циклу в крані з ручним керуванням та в крані з автоматичним керуванням приведено в додатку К.

Середньочасова експлуатаційна продуктивність визначається з виразу:

$$P_{\text{че}} = P_{\text{ц}} \frac{3600}{T_{\text{ц}}} K_{\text{н}}, \quad (5.3)$$

де $P_{\text{ц}} = 20m$ – середня продуктивність за цикл,

$K_{\text{н}} = 0,9$ – коефіцієнт, який враховує ненормовані відхилення, що подовжують час циклу.

Тоді середньочасова експлуатаційна продуктивність крана становить:

- при ручному керуванні: $P_{\text{че}} = 300,11 \frac{m}{\text{маш} \times \text{год}}$;
- при автоматичному керуванні: $P_{\text{че}} = 324,29 \frac{m}{\text{маш} \times \text{год}}$.

Середньорічна експлуатаційна продуктивність:

$$P_{Pe} = P_{Че} N_{pгод}, \quad (5.4)$$

де $N_{pгод}$ – кількість робочих годин протягом року.

Кількість робочих годин протягом року при восьмигодинній тривалості зміни становить:

$$N_{pгод} = 8PД \times n_{зм} \times K_{ТО} = 8 \times 312 \times 2 \times 0,85 = 4243,2 год, \quad (5.5)$$

де $PД = 312$ – кількість робочих днів протягом року;

$n_{зм} = 2$ – кількість змін в добі;

$K_{ТО} = 0,85$ – коефіцієнт, який враховує наявність, протягом часу зміни, робочого часу для проведення технічного обслуговування, незначних ремонтів, тощо.

Отже, середньорічна експлуатаційна продуктивність становить:

- при ручному керуванні: $P_{Pe} = 1273,43 \times 10^3 m$;
- при автоматичному керуванні: $P_{Pe} = 1376,03 \times 10^3 m$.

Річні затрати на заробітну плату оператора крана та обслуговуючих стропальників при проведенні перевантажувальних робіт:

$$S_{зп} = (G_K + G_C K_C) K_T \cdot N_{pгод}, \quad (5.6)$$

де $G_K = 16,88 грн$ – погодинна тарифна ставка оператора;

$G_C = 13,13 грн$ – погодинна тарифна ставка стропальника;

K_C – кількість стропальників, що обслуговують кран (при ручному керуванні – 3, при автоматичному керуванні – 2);

$K_T = 1,062$ – поправочний коефіцієнт до тарифної ставки;

$I = 1,3$ – коефіцієнт що враховує премії, відпускні, тощо.

Річні затрати на заробітну плату оператора та стропальників:

- при ручному керуванні: $S_{зп} = 329638,77 \text{ грн}$;

- при автоматичному керуванні: $S_{зп} = 252721,11 \text{ грн}$.

Затрати на електроенергію при роботі крана визначаються з урахування сумарної потужності електродвигунів. Оскільки, тривалість роботи таких механізмів, як повороту та підйому вантажу однакова у кранах, як з ручним так і з автоматичним керуванням, то відповідно і енергозатрати при роботі цих механізмів в обох кранах будуть рівні. А тому визначимо енергозатрати лише при роботі механізму зміни вильоту.

Енергозатрати на роботу електродвигуна механізму зміни вильоту та електродвигунів допоміжних механізмів (системи мащення, компресорів, кондиціонерів, тощо) за один робочий цикл:

$$S_{елц} = \frac{\alpha T_{вил}}{3600} P_{вил} + \frac{T_{ц}}{3600} P_{к} \frac{\ddot{\circ}}{\ddot{\circ}} \ddot{\circ} Ц_{ел}, \quad (5.7)$$

де $P_{вил} = 20 \text{ кВт}$ – сумарна потужність електродвигуна механізму зміни вильоту;

$P_{к} = 5 \text{ кВт}$ – сумарна потужність електродвигунів допоміжних механізмів;

$Ц_{ел} = 1,02 \frac{\text{грн}}{\text{кВт} \times \text{год}}$ – вартість спожитої електроенергії.

Енергозатрати за один робочий цикл:

- при ручному керуванні: $S_{елц} = 0,458 \text{ грн}$;

- при автоматичному керуванні: $S_{елц} = 0,407 \text{ грн}$.

Річні енергозатрати на роботу електродвигуна механізму зміни вильоту та електродвигунів допоміжних механізмів визначаються за формулою:

$$S_{EL} = S_{елц} \frac{3600N_{год}}{T_{ц}}. \quad (5.8)$$

Річні енергозатрати:

- при ручному керуванні: $S_{EL} = 32402 \text{ грн}$;
- при автоматичному керуванні: $S_{EL} = 31114 \text{ грн}$.

Річний економічний ефект від зменшення тривалості робочого циклу крана та зменшення кількості стропальників:

$$\mathcal{E} = (S_{зп} + S_{EL})_P \mathbf{b} - (S_{зп} + S_{EL})_A = 107168,92 \text{ грн}, \quad (5.9)$$

де $\mathbf{b} = \frac{(П_{pe})_A}{(П_{pe})_P} = \frac{1376,03 \times 10^3}{1273,43 \times 10^3} = 1,08$ – коефіцієнт зміни продуктивності;

тут індекс P відноситься до крана з ручним керуванням, індекс A – до крана з автоматичним керуванням.

5.3.2. Розрахунок економічної ефективності за рахунок збільшення міжремонтного циклу

Дослідження показують, що загальне зниження динамічних навантажень призводить до збільшення міжремонтного циклу машин у 2,2-4,0 рази [187]. Встановлено, що найбільшим динамічним навантаженням під час роботи кранів піддаються ланки зубчастої рейкової передачі, металоконструкцій ланок в місцях приєднання шарнірів, опорні вузли та елементи кінематичних пар. Дефектація та визначення стану цих елементів проводиться під час планових технічних обслуговувань крана. Виникнення тріщин або ж руйнувань у елементах передач призводить до позапланового поточного ремонту крана. У випадку пошкодження основних ланок стрілової системи або ж опорних вузлів веде за собою обов'язковий капітальний ремонт всього крана.

Порівнюючи внутрішні зусилля в зубчастій рейці та відтяжці, при ручному та автоматичному керуванні (табл. І 1, І 2. Додаток І) було встановлено, що, в середньому, при автоматичному керуванні зміною вильоту стрілової системи внутрішні зусилля в середньому зменшилися на 34,32%. Крім того, аналізуючи між собою графіки внутрішніх зусиль у зубчастій рейці – рис. 4.6 та рис. 4.12 і графіки внутрішніх зусиль у відтяжці – рис. 4.7 та рис. 4.13, виявлено, що кількість циклів зміни внутрішніх напружень в цих ланках зменшилася у 1,5 рази. Беручи до уваги те, що кількість циклів зміни напружень прямо пропорційна тривалості роботи ланки [74], можна стверджувати, що тривалість напрацювання цих ланок до ремонту, а відповідно і крана в цілому була збільшена на 50%.

Плановий поточний ремонт кранів такого типу проводиться при напрацюванні 4165 машино-годин (260,3 двозмінних робочих днів) [188]. Таким чином, після встановлення системи електронного керування середнє напрацювання до поточного ремонту становить 6247,5 годин, або ж – 390,5 дні.

Тоді, до економічної ефективності можна віднести різницю корисної продуктивності крана з автоматичним керуванням та крана з ручним керуванням, що була отримана під час роботи в міжремонтний цикл. В нашому випадку, враховуючи середньочасову експлуатаційну продуктивність перевантажувальних робіт (5.3), визначено, що від впровадження системи електронного керування, продуктивність крана в міжремонтний цикл зросла на 38%.

Розрахунок економічної ефективності проведено з урахуванням вартості електроенергії та погодинних тарифів оплати станом на 2013 рік.

Висновки до п'ятого розділу

Згідно з отриманими результатами досліджень, розроблені і запропоновані рекомендації з вдосконалення:

- конструкції механізмів зміни вильоту шарнірно-зчленованих стрілових систем, що дозволяють здійснювати рівномірне горизонтальне переміщення вантажу з мінімальними коливаннями, а відповідно, зі зменшеними динамічними навантаженнями;

- система електронного керування електродвигуном механізму зміни вильоту, що дозволяє мінімізувати розгойдування вантажу при його горизонтальному переміщенні, як на ділянці усталеного руху, так і на ділянках перехідних процесів, при цьому забезпечується суттєве зменшення динамічних навантажень на ланки стрілової системи та елементи кінематичних пар;

- система керованого електроприводу механізму зміни вильоту, що дозволяє мінімізувати розгойдування вантажу при його горизонтальному переміщенні, та додатково коригувати його швидкість переміщення в залежності від умов роботи;

Впровадження системи електронного керування дозволяє отримати економічний ефект від зменшення тривалості робочого циклу та зменшення кількості обслуговуючого персоналу 107168,92 грн на рік, а також збільшити міжремонтний цикл крана на 50%.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

У монографії наведено теоретичне обґрунтування та вирішення науково-практичної задачі, яка базується на визначенні та реалізації законів оптимального керування електродвигуном механізму зміни вильоту в шарнірно-зчленованій стріловій системі, при якому відбувається суттєва мінімізація коливань вантажу, що закріплений на гнучкому підвісі, як на ділянці усталеного руху, так і під час перехідних процесів.

1. Аналіз конструкцій шарнірно-зчленованих стрілових систем, їх приводів та систем керування показав, що застосування більшості з них не дає бажаного результату в напрямку мінімізації або ж усунення коливань вантажу, закріпленого на гнучкому підвісі, а відповідно – неможливо забезпечити мінімальні динамічні навантаження, що виникають в ланках та кінематичних парах стрілової системи.

2. Одержала подальший розвиток методика визначення оптимальних режимів руху шарнірно-зчленованих стрілових систем кранів в процесі зміни вильоту вантажу, новизна якої полягає в розробці математичних моделей та обґрунтуванні критеріїв оцінки режимів руху.

3. За критерії оптимізації режиму зміни вильоту стрілової системи обрано середньоквадратичні відхилення між кінематичними характеристиками кінцевої точки хобота і центру мас вантажу, які представлені у вигляді інтегральних функціоналів відхилень переміщень, швидкостей, прискорень та ривків. Встановлено, що критерії у вигляді відхилень переміщень та швидкостей не можуть бути реалізовані на практиці, оскільки при теоретичному визначенні оптимальних режимів за цими критеріями не забезпечуються бажані крайові умови руху стрілової системи та вантажу.

4. Визначені оптимальні режими руху зміни вильоту шарнірно-зчленованої стрілової системи крана за критеріями середньоквадратичних відхилень прискорень та ривків. Встановлено, що в процесі зміни вильоту вантажу за оптимальними законами мають місце незначні відхилення вантажного каната від вертикалі, однак, після зупинки приводного механізму ці відхилення повністю усуваються.

Встановлено, що оптимізація режиму руху стрілової системи за критерієм відхилення ривків, порівняно з критерієм відхилення прискорень, покращує умови руху вантажу (відсутні м'які удари на початку та в кінці руху), але збільшуються максимальні зусилля в зубчастій рейці приводного механізму (наприклад, для крана МАРК-40 це зусилля становить $183,07 \text{ кН}$ – при оптимізації за відхиленням прискорень та $193,87 \text{ кН}$ – при оптимізації за відхиленням ривків).

5. За допомогою розробленої фізичної моделі та вимірювально-реєструючого обладнання проведено експериментальні дослідження динаміки руху стрілової системи при ручному керуванні електродвигуном механізму зміни вильоту. Аналіз отриманих даних показує, що максимальні відхилення вантажного каната від вертикалі в процесі зміни вильоту становлять $\gamma = 9,59^\circ$, а після зупинки стрілової системи ці відхилення збільшуються і досягають $\gamma = 13,1^\circ$. Крім того, процес затухання коливань вантажу триває $t_3 = 21 \text{ с}$, що втричі перевищує час руху моделі стрілової системи від мінімального значення вильоту до максимального. Внутрішні зусилля змінюються в межах від $-303,34$ до $291,82 \text{ Н}$ – для приводної рейки та від $74,56$ до $253,09 \text{ Н}$ – для відтяжки.

6. Експериментальним шляхом досліджено автоматичне керування зміною вильоту стрілової системи за оптимальними законами. Встановлено, що при зміні вильоту є незначні відхилення вантажного каната від вертикалі – $\gamma = 6,86^\circ$, однак, після зупинки стрілової системи ці відхилення повністю усуваються і коливання вантажу миттєво затухають. При цьому, внутрішні зусилля змінюються в межах від $-75,09$ до $132,41 \text{ Н}$ – у приводній рейці та від 67 до $196,2 \text{ Н}$ – у відтяжці.

7. Проведено порівняння ручного і автоматичного керування за оптимальним законом зміни вильоту реальної стрілової системи та встановлено, що при автоматичному керуванні максимальне відхилення вантажного каната від вертикалі зменшується в 1,91 рази, максимальне зусилля в приводній рейці зменшується на 46,17%, а в відтяжці – на 22,47%. Крім того, зменшується тривалість робочого циклу крана з $T_{\text{ц}}=215,92 \text{ с}$ до $T_{\text{ц}}=199,82 \text{ с}$, а відповідно збільшується середньорічна продуктивність перевантажувальних робіт на 7,46%. Здійснено порівняння ре-

зультатів, отриманих теоретичним та експериментальним шляхом при оптимальному режимі зміни вильоту стрілової системи, виявлено, що середнє арифметичне відхилення між значеннями горизонтальної координати вантажу не перевищує 4,71%, а середнє арифметичне відхилення зусилля в приводній рейці не перевищує 28,98%.

8. На основі проведених досліджень запропоновані рекомендації з покращення режимів руху за рахунок розробки конструкцій нових приводних механізмів зміни вильоту стрілової системи та розробки автоматизованої системи керування рухом за оптимальними законами, до складу якої входять частотний перетворювач, який змінює частоту струму, що подається на електродвигун механізму зміни вильоту стрілової системи та бортовий комп'ютер з розробленою програмою керування частотним перетворювачем.

9. Застосування автоматизованої системи керування зміною вильоту стрілової системи за оптимальними законами руху дало можливість отримати річний економічний ефект від скорочення тривалості робочого циклу та скорочення обслуговуючого персоналу – 107168,92 грн на один кран.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ:

1. Горский Б.Е. Шарнирно-сочлененные укосины кранов / Б.Е. Горский. – М. : Машиностроение, 1965. – 184 с.
2. Erkki Salminen Big is Beautiful / Erkki Salminen // Konecranes' world. – 2002. – №7. – pp. 3–5.
3. Берлин Н.П. Погрузочно-разгрузочные, транспортирующие и вспомогательные машины и устройства / Н.П. Берлин. – Гомель : БелГУТ, 2005. – 326 с.
4. Ланг А.Г. Портальные краны / А.Г. Ланг, В.С. Майзель. – Москва, Ленинград : Машгиз, 1953. – 208 с.
5. Святославский А. Украинские «Марки» для украинских портов / А. Святославский // Транспорт. – 2004. – №22. – С. 11–15.
6. Кораблев С. Украинские портальные краны: прошлое, настоящее, будущее... / С. Кораблев // Зеркало недели. – 2003. – №48(473). – С. 2–3.
7. Потеева М.А. Эластичность экономической структуры в контексте устойчивого развития Украины / М.А. Потеева // Ученые записки Таврического национального университета им. В.И.Вернадского. Серия «Экономика». Том 19 (58). – 2006. – №1. – С. 200–217.
8. Карелин В.С. Проектирование рычажных и зубчато-рычажных механизмов / В.С. Карелин. – М. : Машиностроение, 1986. – 184 с.
9. Дукельский А.И. Грузоподъемные машины / А.И. Дукельский. – Москва, Ленинград : Водтрансиздат, 1953. – 172 с.
10. Ланг А.Г. Портальные краны / А.Г. Ланг, И.С. Мазовер, В.С. Майзель. – Москва, Ленинград : Машгиз, 1962. – 284с.
11. Петухов П.З. Специальные краны / П.З. Петухов, Г.П. Ксюнин, Л.Г. Серлин. – М. : Машиностроение, 1985. – 248 с.
12. Ловейкін В.С. Кінематичний синтез шарнірно-зчленованих стрілових систем кранів з горизонтальним переміщенням вантажу / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2005. – №66. С. 28–33.

13. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин / М.М. Гохберг. – Л. : Машиностроение, 1969. – 520 с.
14. Справочник по кранам : в 2 т. / [В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др.] ; под ред. М.М. Гохберга. – Л. : Машиностроение, 1988. – Т. 1 – 536 с.
15. Справочник по кранам : в 2 т. / [В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др.] ; под ред. М.М. Гохберга. – Л. : Машиностроение, 1988. – Т. 2 – 560 с.
16. Бортяков Д.Е. Специальные грузоподъемные машины. Портальные, судовые и плавучие краны : учеб. пособие / Д.Е. Бортяков, А.Н. Орлов; под ред. проф. К.Д. Никитина. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2009. – 160 с.
17. Портальные краны / [А. Н. Орлов, М. Н. Хальфин, Б. Ф. Иванов и др.]; под. ред. М. Н. Хальфина. – Ростов-на-Дону : Техника, 2001. – 309 с.
18. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины : [учеб. для машиностроит. спец. вузов] / М.П. Александров. – М. : Высшая школа, 1985. – 520 с.
19. Ловейкин В.С. Динамический анализ стреловых систем кранов с горизонтальным перемещением груза при изменении вылета: дис. кандидата тех. наук: 05.05.05 / Ловейкин Вячеслав Сергеевич. – К., 1982. – 268 с.
20. Брауде В. И. Системные методы расчета грузоподъемных машин / В.И. Брауде, М. С. Тер Мхитаров – Л. : Машиностроение, 1985. –181 с.
21. Душанін Я.С. Оптимізація сталого режиму зміни вильоту врівноваженої шарнірно-зчленованої стрілової системи крана : дис. кандидата тех. наук : 05.05.05 / Душанін Ян Станіславович. – К., 2001. – 203 с.
22. Дукельский А.И. Портовые грузоподъемные машины: [учеб. для вузов] / А.И. Дукельский. – М. : Транспорт, 1970. – 439 с.
23. Грузоподъемные машины : [учеб. для вузов] / [М.П. Александров, Л.Н. Колобов, Н.А. Лобов, Т.А. Никольская и др.]. – М. : Машиностроение, 1986. – 400 с.
24. Кондор : [инстр. по экспл. портальных кранов] / [Г.И. Ворончихин, В.Б. Резников, Ю.В. Фролков, А.Я. Черняк и др.] ; под ред. Г.И. Ворончихина. – М. : В/О «Мортехинформреклама», 1986. – 140 с.

25. Святославский А. ... И нарекли его «Марк 40» / А. Святославский // Порты Украины. – 2002. – №3. – С. 23–24.
26. Лешошкин В.В. Анализ погрузки круглых лесоматериалов в лесных портах России / В.В. Лешошкин // Сборник докладов молодых ученых на ежегодной научной конференции Санкт-Петербургской лесотехнической академии. – СПб. : СПбГЛТА, 2006. – №10. – С. 36–40.
27. Андриенко Н.Н. «Соколы», «Кондоры» и «Альбатросы» возвращаются в Украину. Ч.1 / Н.Н. Андриенко // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2006. – №7. – С. 10–15.
28. Андриенко Н.Н. «Соколы», «Кондоры» и «Альбатросы» возвращаются в Украину. Ч.2 / Н.Н. Андриенко // Подъемные сооружения. Специальная техника. – 2006. – №8. – С. 6–13.
29. Портальный кран 40-30-10,5 : [тех. описание] / Ganz DanubiuS TRADING Co. LTD. – Будапешт : Ganz, 2006. – 14 с.
30. Портальный кран 32/25-33-14,5 : [тех. описание] / Ganz DanubiuS TRADING Co. LTD. – Будапешт : Ganz, 2006. – 12 с.
31. Портальный кран 16/32-33/21-10,5 : [тех. описание] / Ganz DanubiuS TRADING Co. LTD. – Будапешт : Ganz, 2006. – 12 с.
32. Пустовой В.Н. Сравнительное исследование параметров портовых кранов для морских портов Украины / В.Н. Пустовой, А.О. Андриенко // Вісник Одеського національного морського університету. – 2008. – №25. – С. 97–107.
33. Tukan 750/1500/3000. Double jib level luffing crane / Ardelt tucan. – Eberswalde : Ardelt, 2007. – 12 p.
34. Kalweit C. Mehr als ein Ersatz für den Neckar hafen / Christian Kalweit // Hebezeuge Fördermittel. – 2007. – №5. – ss. 254–255.
35. Краны – козловые, мостовые, порталные : [каталог] / Азовмаш – INGP. – К. : ООО «INGP», 2008. – 62с.
36. Вайнсон А.А. Крановые грузозахватные устройства: [справочник] / А.А. Вайнсон, А.Ф. Андреев. – М. : Машиностроение, 1982. – 304 с.

37. Балашов В.П. Грузоподъемные и транспортирующие машины на заводах строительных материалов: [учеб. для техникумов по специальностям «Машины и оборудование промышленности строительных материалов» и «Машины и оборудование стекольно-ситалловой промышленности] / В.П. Балашов. – М. : Машиностроение, 1987. – 384 с.
38. Справочник по кранам : в 2 т. / под ред. А.И. Дукельского. – Л. : Машиностроение, 1971. – Т. 1 – 400 с.
39. Канарчук В.Є. Надійність машин : [підручник] / В.Є. Канарчук, С.К. Полянський, М.М. Дмитрієв. – К. : Либідь, 2003. – 424 с.
40. Надежность технических систем : [справочник] / [Ю.К. Беляев, В.А. Богатырев, В.В. Болотин и др.] ; под ред. И.А. Ушакова.– М. : Радио и связь, 1985. – 608 с.
41. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения : ГОСТ 27.002–89. – [Введен 1990–01–07]. – М. Государственный комитет СССР по стандартам, 1990. – 32 с.
42. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. Наказ Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду №132 : НПАОП 0.00–1.01–07. – [Чинний від 18–06–2007]. К. Держспоживстандарт України, 2007. – 155 с.
43. Зосимов Е.А. Об особенностях эксплуатации порталных кранов / Е.А. Зосимов // Безопасность труда в промышленности. – 2009. – №1. – С. 31–32.
44. Розовский Н.Я. Обеспечение безопасной эксплуатации порталных кранов, отработавших нормативный срок службы / Н.Я. Розовский // Тяжелое машиностроение. – 2006. – №1. – С. 28–30.
45. Терехов А.М. Устройство для успокоения раскачивания груза на портовых порталных кранах: дис. кандидата тех. наук : 05.22.19 / Терехов Андрей Михайлович. – М., 2003. – 155 с.
46. Ловейкін В.С. Оптимізація усталеного режиму руху механізмів з нелінійною функцією положення ланок / В.С. Ловейкін // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї міжнародної науково-технічної кон-

ференції (DSR AM-I), 4-7 жовтня 2004р., Тернопіль (Україна). – Тернопіль: Терноп. держ. техн. університет ім. І. Пулюя, 2004. – С. 158–162.

47. Човнюк Ю.В. Аналітичний розв'язок задачі оптимізації усталеного режиму руху механізмів з нелінійною функцією положення ланок / Ю.В. Човнюк, В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2009. – №74. С. 15–19.

48. Ловейкін В.С. Оптимізація конструктивних параметрів приводу механізму зміни вильоту стрілової системи крана / В.С. Ловейкін, Я.С. Душанін // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 1998. – №52. С. 72–75.

49. Григорьев Н.И. Отклонение груза при работе порталных кранов / Н.И. Григорьев, С.И. Медведин // Речной транспорт. – 1961. – №5. С. 16–17.

50. Дворников В.И. Моделирование динамических процессов в кранах с подвижной кареткой подъема груза / В.И. Дворников, В.А. Геммерлинг // Наукові праці ДНТУ. Серія «Гірничо-електромеханічна». – 2004. – №83. С. 71–81.

51. Розовский Н.Я. Проблемы обеспечения безопасной эксплуатации портовых грузоподъемных кранов / Н.Я. Розовский, А.А. Милков // Техника 100 процентов. Оборудование для портов. – 2006. – №1. – С. 70–73.

52. Мишичев А.И. Экспериментально-расчетный анализ динамики порталного крана / А.И. Мишичев, А.И. Сапожников // Известия высших учебных заведений. Строительство. – 2006. – №11-12. – С. 95–100.

53. Андрианов Е.Н. Эксплуатационные нагрузки порталных перегрузочных кранов / Е.Н. Андрианов // Журнал университета водных коммуникаций. – 2009. – №4. – С. 9–16.

54. Бортяков Д.Е. Моделирование эксплуатационной нагруженности элементов порталных кранов / Д.Е. Бортяков, А.В. Некрасова, С.А. Соколов // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. – 2008. – №60. – С. 203–211.

55. Ким Е.Т. Нагрузки на элементы системы изменения вылета порталных кранов / Е.Т. Ким, А.Н. Орлов // XXX Юбилейная Неделя науки СПбГТУ. Материалы межвузовской научной конференции. Ч. IV. – 2002. – С. 60–61.

56. Ким Ен Чер Те Гынович Динамические нагрузки порталных кранов при работе механизма изменения вылета и сейсмических воздействиях : автореф. дис. на соискание учен. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / Ким Ен Чер Те Гынович. – Санкт-Петербург, 2004. – 18 с.

57. Подоляк О.С. Дослідження динамічних навантажень елементів стрілової системи самохідних кранів за допомогою фізичної моделі / О.С. Подоляк, Л.А. Родіонов // Науковий вісник будівництва. – 2009. – №56. – С. 58–62.

58. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин : [учеб. пособие] / В.С. Ловейкин. – К. : УМК ВО, 1990. – 168 с.

59. Оценка надежности металлоконструкций порталных кранов / В.С. Котельников, В.Г. Жуков, О.В. Леонова [и др.] // Безопасность труда в промышленности. – 2004. – №3. – С. 24–27.

60. Стукаленко А.М. Исследование динамических процессов, происходящих в козловом кране при обрыве каната / А.М. Стукаленко // Труды Одесского политехнического университета. – 1999. – №2 (8). – С. 69–72.

61. ANSYS в задачах инженерной механики / [А.Ф. Дашенко, Д.В. Лазарева, Г.А. Оборский, Н.Г. Сурьянинов] / Под редакцией Н.Г. Сурьянинова. – Одесса : Стандартъ, 2006. 484 с.

62. Подоляк О.С. Математична модель процесу гасіння коливань металоконструкції стрілових систем кранів / О.С. Подоляк, Л.А. Родіонов, А.О. Павлова // Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Машинознавство та САПР. – 2009. – №28. – С. 88–91.

63. Михеев В.А. Специальные краны / В.А. Михеев, В.Т. Власов. – Мариуполь : ПГТУ, 2004. – 424 с.

64. Рещенко И. А. Исследование причин аварийного разрушения шарнирных соединений стреловых систем и опорных узлов порталных кранов //

И.А. Рещенко, Ю.В. Фуртатов // Проблемы техники: Научно-производственный журнал. – 2010. – №3. – С. 51–58.

65. Дашенко А.Ф. Оценка работоспособности металлоконструкций порталных кранов / А.Ф. Дашенко, А.О. Немчук // Труды Одесского политехнического университета. – 2006. – №2(26). – С. 8–11.

66. Нестеров Е.А. Метод локальной разгрузки шарнирных соединений «Тяга коромысла – коромысло» и «Тяга коромысла – стрела» стреловых систем порталных кранов / Е.А. Нестеров // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. наук. праць. – 2006. – №20. – 195 с.

67. Нестеров Е.А. Метод локальной разгрузки корневых шарниров стреловых систем порталных кранов / Е.А. Нестеров // Проблемы техники: Научно-производственный журнал. – 2006. – №3. – С. 56–63.

68. Нестеров Е.А. Метод локальной разгрузки шарнирных соединений «Колонна – жесткая оттяжка» стреловых систем порталных кранов / Е.А. Нестеров // Проблемы техники: Научно-производственный журнал. – 2006. – №2. – С. 86–92.

69. Михеев В.А. Анализ причин аварии порталного крана КПП–16-36-10,5 / В.А. Михеев, В.Т. Власов // Защита металлургических машин от поломок. – 2009. – №11. – С. 114–117.

70. Нестеров Е.А. Сравнительный анализ конструктивных особенностей опорных узлов колонн порталных кранов с шарнирно-сочлененной стреловой системой / Е.А. Нестеров, А.О. Андриенко, П.А. Семенов // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. наук. праць. – 2007. – № 21. – С. 133–143.

71. Сакара А.А. Методика построения кинетических диаграмм усталостного разрушения сталей крановых металлоконструкций в коррозионных средах / А.А. Сакара // Вісник Одеського національного морського університету. – 2008. – № 25. – С. 124–133.

72. Пустовой В.Н. Диагностирование металлоконструкций портовых перегрузочных машин / В.Н. Пустовой. – М. : Транспорт, 1987. – 176 с.

73. Коновалов Д. Использование программного комплекса АРМ WinMachine для исследования остаточного ресурса порталных кранов / Д. Коновалов, А. Дарюхин // САПР и графика. – 2008. – №3. – С. 84–87.
74. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин : [учеб. пособие для техн. вузов] / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. – Х. : Основа, 1991. – 276 с.
75. Стрелов В.И. Расчет шарнирных стреловых систем порталных кранов / В.И. Стрелов. – Калуга : Облиздат, 1998. – 188 с.
76. Гончаров Н.В. Нагруженность и оптимизация пластинчато-стержневых элементов стреловых конструкций экскаваторов и кранов : автореф. дисс. на соиск. учен. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.04 «Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины» / Н.В. Гончаров. – Томск, 2003. – 24 с.
77. Ловейкін В.С. Вплив розгойдування вантажу на ефективність кранів із шарнірно-зчленованою стріловою системою / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук, В.В. Іщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2012. – №80. С. 22-29.
78. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А.А. Смехов, Н.И. Ерофеев. – М. : Машиностроение, 1975. – 239 с.
79. Сиротский В.Ф. Краткие итоги изучения работы передовых крановщиков порталных кранов / В.Ф. Сиротский // Морской и речной флот. – 1953. – №8. – С. 4–7.
80. Орлов А.Н. Исследование подвеса груза с устройством для демпфирования колебаний / А.Н. Орлов // Вестник машиностроения. – 1980. – №10. – С. 37–39.
81. Орлов А.Н. Автоматизированный выбор оптимальных размеров крановых канатных подвесов груза / А.Н. Орлов, Г.С. Талахадзе // Автоматизация проектирования в машиностроении. – Л. : ЛПИ, 1987. – С. 17–24.
82. Орлов А.Н. Уменьшение раскачиваний груза на гибком подвесе при работе грузоподъемных кранов / А.Н. Орлов, В.П. Семенов // Подъемно-транспортное оборудование. – 1980. – №6-80-18. – С. 1–4.

83. Franke R. Über die Unterdrückung des Lastpendelns bei Laufkatzkranen, insbesondere von Containerkranen : Diss. Dok. – Ing. München : TH, 1973. 176 S.
84. Орлов А.Н. Исследование гибкой подвески грейфера порталных кранов и перегружателей / А.Н. Орлов, Г.И. Гниломедов // Тр. ЛИВТ. – 1976. – №155. – С. 31–38.
85. Jansen R. Ein Beitrag zur Untersuchung der Lastbewegungen an Container-Portalkranen : Diss. Dok. – Ing. Aachen : TH, 1972. 201 S.
86. Пат. 67476А України, МПК F16G 13/00, B66D 5/00. Пристрій для зменшення розгойдування вантажу при пуску та гальмуванні / Дорохов М.Ю., Крупко В.Г.; заявник і власник патенту Донбаська державна машинобудівна академія. – №2003109007 ; заявл. 06.10.2003 ; опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6.
87. Пат. 13469 України, МПК F16G 13/00. Пристрій для зменшення розгойдування вантажу / Дорохов М.Ю.; заявник і власник патенту Донбаська державна машинобудівна академія. – №u200503754 ; заявл. 20.04.2005 ; опубл. 17.04.2006, Бюл. № 4.
88. Алейнер А.Л. Моделирование системы ограничения раскачивания груза при работе механизма передвижения крановой тележки / А.Л. Алейнер, А.Н. Орлов // Подъемно-транспортные машины. – 1975. – № 4. – С.17-23.
89. Ромасевич Ю.О. Оптимізація перехідних режимів руху вантажного візка прольотних кранів : дис. на здобуття наук. ступеню кандидата техн. наук : 05.05.05 / Ромасевич Юрій Олександрович. – К., 2010. – 210 с.
90. Ерофеев Н.И. Математическая модель режима работы крановых установок / Н.И. Ерофеев // Автоматика и телемеханика. – 1967. – № 3. – С. 160-166.
91. Геронимус Я.Л. О некоторых методах определения оптимального закона движения, рассматриваемого как управляющее воздействие / Я.Л. Геронимус, М.М. Перельмутер // Машиноведение. – 1966. – № 6. – С. 6-24.
92. Перельмутер М.М. Устранение колебаний груза, подвешенного к крановой тележке, воздействием на его электропривод / М.М. Перельмутер, Л.Н. Поляков // Известия вузов. Электромеханика. – 1971. – № 7. – С. 769-774.

93. Рунов М.Н. Гашение колебаний груза при торможении крановой тележки ступенчатым тормозным моментом / М.Н. Рунов // Известия вузов. Машиностроение. – 1970. – № 12. – С. 121-125.
94. Петрик А.А. Барабанно-колодочные тормозные устройства : в 2 т. / А.А. Петрик, А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко. Кубан. гос. техн. ун-т – Краснодар, 2006. – Т. 1. – 263 с.
95. Петрик А.А. Барабанно-колодочные тормозные устройства : в 2 т. / А.А. Петрик, А.И. Вольченко, Н.А. Вольченко, Д.А. Вольченко. Кубан. гос. техн. ун-т – Краснодар, 2007. – Т. 2. – 173 с.
96. Кустовой В.Н. Влияние систем гашения колебаний груза на производительность крана / В.Н. Кустовой // Экономика, организация и управление на морском транспорте. – 1985. – С. 125-127.
97. А.с. 965957 СССР, МКИ В66С 13/06. Способ успокоения колебаний подвешенного на гибком канате грузозахватного органа механизма горизонтального передвижения подъемно-транспортного средства (его варианты) / Л.Б. Масандилов, А.П. Богословский, В.С. Баранов, Ю.В. Рожновский, А.Г. Пискунов. – 5 с.
98. Хрисанов М.И. Улучшение динамических режимов в автоматически управляемой крановой системе с гибким подвесом груза / М.И. Хрисанов, А.К. Афанасьев. – К. : Киевский автодорожный институт, 1986. – 11с. – Деп. в УкрНИИТИ 25.03.86, № 840.
99. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / М.С. Комаров – М. : Машиностроение, 1969. – 206 с.
100. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / С.А. Казак – М. : Машиностроение, 1968. – 331 с.
101. Ковальский Б.С. Группоподъемные машины. Передвижение кранов / Б.С. Ковальский – Х. : ХВКИУ, 1963. – 167 с.
102. Григоров О.В. Совершенствование рабочих характеристик крановых механизмов : дисс. на соиск. степ. доктора техн. наук: 05.05.05 / Григоров Отто Владимирович. – Х., 1995. – 386 с.

103. Григоров О.В. Оптимальное керування рухом механізмів вантажопідйомних машин / О.В. Григоров, В.С. Ловейкін. – К. : ІЗМН, 1997. – 264 с.
104. Ловейкін В.С. Динамічна оптимізація підйомних машин / В.С. Ловейкін, А.П. Нестеров. – Х. : ХНАДУ, 2002. – 291 с.
105. Управление и защита грузоподъемного крана с гашением раскачивания груза. Ч.1 / А.А. Зарецкий, Л.С. Каминский, Д.М. Маш [та ін.] // Все краны. – 2007. – №16. – С. 10–13.
106. Управление и защита грузоподъемного крана с гашением раскачивания груза. Ч.2 / А.А. Зарецкий, Л.С. Каминский, Д.М. Маш [та ін.] // Все краны. – 2008. – №1/17. – С. 8–12.
107. Управление и защита грузоподъемного крана с гашением раскачивания груза. Ч.3 / А.А. Зарецкий, Л.С. Каминский, Д.М. Маш [та ін.] // Все краны. – 2008. – №2/18. – С. 9–13.
108. Управление и защита грузоподъемного крана с гашением раскачивания груза. Ч.4 / А.А. Зарецкий, Л.С. Каминский, Д.М. Маш [та ін.] // Все краны. – 2008. – №3/19. – С. 8–10.
109. Герасимьяк Р.П. Динамические нагрузки при оптимальном управлении электроприводом механизма перемещения с подвешенным грузом / Р.П. Герасимьяк, Е.В. Найденко, А.Л. Тогобицкий, В.А. Лещёв // Электромашинобудування та електрообладнання. – 2006. – №66. – С. 144–146.
110. Найденко Е.В. Управление электроприводом механизмов горизонтального перемещения с подвешенным грузом / Е.В. Найденко // Электромашинобудування та електрообладнання. – 2007. – № 69. – С. 17–22.
111. Герасимьяк Р.П. Оптимальное управление электроприводом механизма поворота / Р.П. Герасимьяк, А.Л. Тогобицкий, Е.В. Найденко // Сб. материалов V Международной (XVI всероссийской) научной конференции. – С.Петербург, 2007. – С.384 – 387.

112. Найденко О.В. Керування електроприводом механізмів обертання з урахуванням підвішеного вантажу / О.В. Найденко, Д.О. Махортова // Електротехнічні та комп'ютерні системи. – 2010. – №01(77). С. 17–26.

113. Герасимьяк Р.П. Особливості керування електроприводом механізму вильоту стріли під час обертання крана з підвішеним вантажем / Р.П. Герасимьяк, О.В. Найденко // Электромашиностроение и электрооборудование. – 2007. – №68. – С. 11–15.

114. Герасимьяк Р.П. Частотні характеристики асинхронного двигуна / Р.П. Герасимьяк, А.С. Тарабанчук // Електромашинобудування та електрообладнання. – 2004. – №62. – С. 40–43.

115. Здрозис К.П. Повышение качества электромеханических систем с асинхронным электроприводом / К.П. Здрозис // Електромашинобудування та електрообладнання. – 2000. – №55. – С. 36–41.

116. Герасимьяк Р.П. Динамические режимы электромеханической системы с асинхронным электроприводом / Р.П. Герасимьяк, В.Х. Нгуен, К.П. Здрозис // Електромашинобудування та електрообладнання. – 2006. – №66. – С. 30–32.

117. Герасимьяк Р.П. Анализ и синтез крановых электромеханических систем / Р.П. Герасимьяк, В.А. Лещёв. – Одесса : СМІЛ, 2008. – 192 с.

118. Герасимьяк Р.П. Динамика асинхронных электроприводов крановых механизмов / Р.П. Герасимьяк. – М. : Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.

119. Герасимьяк Р.П. Керування електроприводом механізмів обертання з урахуванням підвішеного вантажу / Р.П. Герасимьяк, С.П. Савич // Електротехнічні та комп'ютерні системи. – 2010. – №01(77). С. 37–40.

120. Найденко О.В. Керування асинхронним електроприводом механізму обертання з підвішеним вантажем : дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : 05.09.03 / Найденко Олена Валеріївна. – Одеса, 2000. – 120 с.

121. Мельнікова Л.В. Автоматизація технологічного процесу переміщення механізму з підвішеним вантажем засобами мікропроцесорного керування : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.13.07 «Автоматизація технологічних процесів» / Л.В. Мельнікова. – Одеса, 2000. – 20 с.

122. Справочное пособие по высшей математике : в 5 т. / И.И. Ляшко, А.К. Боярчук, Я.Г. Гай, Г.П. Головач. – М. : Едиториал УРСС, 2001. – 360 с.
123. Цлаф Л.Я. Вариационное исчисление и интегральные уравнения / Л.Я. Цлаф. – Санкт-Петербург : Лань, 2005. – 192 с.
124. Мельникова Л.В. Реализация оптимального управления механизмом передвижения с использованием системы ТПН-АД / Л.В. Мельникова, А.Г. Тепляков // *Электромашинобудування та електрообладнання*. – 2000. – №54. – С. 21–25.
125. Тепляков А.Г. Реализация оптимального управления частотным электроприводом механизма поворота / А.Г. Тепляков // *Электромашинобудування та електрообладнання*. – 2004. – №62. – С. 36–39.
126. Будиков Л.Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа / Л.Я. Будиков. – Луганск : изд-во ВНУ, 2003. – 210 с.
127. Будиков Л.Я. Многопараметрический анализ динамики торможения грузоподъемных кранов противоключением электродвигателей / Л.Я. Будиков, С.Ф. Канаев // *Подъемно-транспортная техника*. – 2009. – №3. – С. 115–125.
128. Свиргун В.П. Разработка оптимальных законов управления мостовым грейферным краном и применение микропроцессорной системы для их реализации: автореф дисс. на соиск. степ. канд техн. наук: спец. 05.05.05 «Подъемно-транспортные машины» / В.П. Свиргун. – Х., 1989. – 15 с.
129. Панкратов А.И. Оптимизация переходных процессов движения механизмов перемещения крана / А.И. Панкратов, А.Ф. Залятов // *Наукові праці ДонНТУ*. – 2008. – №16(142). – С. 216–221.
130. Панкратов А.И. Оптимальное управление крановыми механизмами передвижения / А.И. Панкратов, А.Ф. Залятов // *Научный вестник ДГМА*. – 2009. – №2(5E). – С. 106–112.
131. Noriaki Miyata Development of Feedforward Anti-Sway Control for Highly efficient and Safety Crane Operation / Noriaki Miyata, Tetsuji Ukita, Masaki Nishioka, Tadaaki Monzen, Takashi Toyohara // *Technical Review*. – 2001. – Vol. 38 No.2. – pp. 73–77.

132. Sazilah Binti Salleh Modeling and Control of a Boom Crane / Sazilah Binti Salleh. – Faculty of Electrical Engineering Universiti Teknologi Malaysia, 2010. – 60 p.
133. Zairulazha Bin Zainal Modeling and Vibration Control of a Gantry Crane / Zairulazha Bin Zainal. – Faculty of Electrical Engineering Universiti Teknologi Malaysia, 2005. – 160 p.
134. Зюзін Д.Г. Урахування особливостей горизонтального переміщення вантажу в електромеханічних системах кранових механізмів / Д.Г. Зюзін, В.В. Божко // Інформатика та комп'ютерні технології. Матеріали III науково-технічної конференції молодих учених та студентів. – Донецьк, ДонНТУ, 2007. – С. 77–78.
135. Зюзін Д.Г. Демпфування коливань у кранових електромеханічних системах методом половинної швидкості / Д.Г. Зюзін, В.В. Божко // Збірник наукових праць VIII Міжнародної науково-технічної конференції аспірантів та студентів в м. Донецьку 14–16 травня 2008 р. – Донецьк, 2008. – С. 152–154.
136. Palis S. Anti-Sway System for Slewing Cranes / Stefan Palis, Frank Palis, Mario Lehnert // 22nd International Symposium on Automation and Robotics in Construction ISARC. – Ferrara, 2005. – pp. 9–18.
137. Tae-Young Lee Anti-sway and Position 3D Control of the Nonlinear Crane System using Fuzzy Algorithm / Tae-Young Lee, Sang-Ryong Lee // International Journal of the Korean Society of Precision Engineering Vol. 3, No. 1, January 2002. – pp. 66–75.
138. Перельмутер В.М. Прямое управление моментом и током двигателей переменного тока / В.М. Перельмутер. X. : Основа, 2004. – 210 с.
139. Лимонов Л.Г. Применение серийных преобразователей частоты фирмы АВВ с прямым управлением моментом электродвигателя / Л.Г. Лимонов, В.П. Моргулис, Г.И. Хропачев // Електромашинобудування та електрообладнання. – 2006. – № 66. – С. 19-22.
140. Лимонов Л.Г. Электроприводы переменного тока основных механизмов порталного крана с грейферным и крюковым захватом / Л.Г. Лимонов,

А.Н. Нетеса, А.И. Креславский, А.Н. Теслицкий // *Электромашинобудування та електрообладнання*. – 2006. – № 66. – С. 138-140.

141. Лимонов Л.Г. Особенности тормозных режимов электроприводов по системе преобразователь частоты – асинхронный двигатель / Л.Г. Лимонов, А.Н. Нетеса, Л.В. Некрасова // *Электромашинобудування та електрообладнання*. – 2004. – № 62. – С. 25-27.

142. Vrugt B. Van wagenkraan tot lemniscaat, deel I en II / B. Vrugt // *Meccano Nieuws* 16.1 en 16.2. – 1998.

143. Kaenders R.H. Kranen en lemniscaten / R.H. Kaenders // *Vakantiecursus. De schijf van vijf*. – 2005. – ss. 71-92.

144. Rainer Kaenders Begeisterung für Mathematik / Kaenders Rainer // *NAW* 5/10 nr. – 2009. – ss. 180-188.

145. Hanspeter Schaub Simplified Analysis of IMU Sensor Corruptions on Existing Pendulation Control System For Ship-Mounted Crane / Hanspeter Schaub, Christopher Hall, Craig Woolsey. – Blacksburg, Virginia, 2006. – 76 p.

146. Keqin LI Inverse Design of a New Double-link Luffing Mechanism and Realization on MATLAB / Keqin LI, Cuxiang JIANG // *Proceedings of the 3rd ICMEM International Conference on Mechanical Engineering and Mechanics* October 21–23, 2009, Beijing, P. R. China. – pp. 301-304.

147. Dresig H. Dynamik der Mechanismen / H. Dresig, J.I. Vulfson. – Dt. Verlag d. Wiss. : Berlin, Wien, N.Y., 1989. – S. 328.

148. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин / [Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Пастушенко С.І.]. – К. - Миколаїв : РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.

149. Брауде В.И. Вероятностные методы расчета грузоподъемных машин / В.И. Брауде. – Л. : Машиностроение, 1978. – 229с.

150. Брауде В.И. Надежность порталных и плавучих кранов / В.И. Брауде. – Л. : Машиностроение, 1967. – 154с.

151. Михеев В.А. Автоматизированное проектирование уравнивающих устройств стреловых систем порталных кранов / В.А. Михеев, В.П. Мисюра // Подъемно-транспортная техника, 2005. – № 3. – С. 15-28.

152. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. В 2 ч. Ч. 2. Динамика : [учеб. пособие] / А.А. Яблонский, В.М. Никифорова. – М. : Высшая школа, 1977. – 430 с.

153. Ловейкін В.С. Визначення нерівномірності руху врівноваженої шарнірно-зчленованої стрілової системи крана / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук // Сб. науч. тр. : Строительство. Материаловедение. Машиностроение; Вып. 57. Дн – ск : ПГАСА, 2010. С. 189-195.

154. Горский Б.Е. Методика составления операторов передачи движения / Б.Е. Горский, В.С. Ловейкин // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. – К. : Техніка, 1979. – № 28. С. 99-105.

155. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин : [підручник] / Я.Т. Кіницький. – К. : Наукова думка, 2002. – 662 с.

156. Ловейкін В.С. Оптимізація режиму зміни вильоту шарнірно-зчленованої врівноваженої стрілової системи крана / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2008. – №72. С. 21-27.

157. Ловейкін В.С. Мінімізація коливань вантажу шарнірно-зчленованої стрілової системи крана в процесі зміни вильоту / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук // Підйомно-транспортна техніка. – 2010. – №4. – С. 3-14.

158. Ловейкін В.С. Метод мінімізації коливань вантажу в шарнірно-зчленованій стріловій системі крана під час зміни вильоту / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2010. – №76. С. 35-40.

159. Ловейкін В.С. Мінімізація коливань вантажу при горизонтальному переміщенні шарнірно-зчленованою стріловою системою крана / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук // Техніка будівництва. – 2010. – №24. С. 9-17.

160. Паламарчук Д.А. Мінімізація коливань вантажу при горизонтальному переміщенні шарнірно-зчленованою стріловою системою крана / Д.А. Паламарчук, В.В.Іщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2011. – №78. С. 20-27.
161. Надежность технических систем : [справочник] / [Ю.К. Беляев, В.А. Богатырев, В.В. Болотин и др.] ; Под ред. И.А. Ушакова. – М. : Радио и связь, 1985. – 608 с.
162. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем : [навч. посібник] / В.С. Ловейкін, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – Київ, Полтава : ІЗМН–ПДТУ, 1998. – 176 с.
163. Хубка В. Теория технических систем / В. Хубка. ; пер. с нем. – М. : Мир, 1987. – 208 с.
164. Серлин Л.Г. Оптимизация крановых конструкций и их автоматическое проектирование : [учеб. пособие] / Л.Г. Серлин, А.Н. Орлов. – Л. ; 1985. – 85 с.
165. Орлов П.И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие: в 2 кн. [Кн. 1] / П.И. Орлов. – М. : Машиностроение, 1988. – 560 с.
166. Ловейкін В.С. Створення фізичної моделі шарнірно-зчленованої стрілової системи крана / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук, І.А. Паламарчук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2010. – №75. С. 25-32.
167. Персов Б.З. Расчет и проектирование экспериментальных установок / Б.З. Персов. – Москва, Ижевск : НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2006. – 348 с.
168. Новости автоматизации : [ежемесячный информационный журнал] / Schneider Electric. – Январь, 2009. – 12 с.
169. Преобразователи частоты серии VFD-Ve : [руководство по эксплуатации] / Delta Electronics. – 31-1, Shien Pan Road, Kuei san industrial zone, Taoyuan 333, Taiwan. 2007. – 232 с.
170. Преобразователи частоты FR-S500 E EC: технический каталог № 147012-E : Mitsubishi Electric Industrial Automation. – 2005. – 28 с.

171. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А.А. Спиридонов. – М : Машиностроение, 1981. – 184 с.
172. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента / Х. Шенк. ; пер. с англ. Е.Г. Коваленко. – М. : Мир, 1972. – 382 с.
173. Датчики : [справочник] / [З.Ю. Готра, Л.Я. Ильницкий, Е.С. Полищук и др.] ; под ред. З.Ю. Готры и О.И. Чайковского. – Л. : Каменяр, 1995. – 312 с.
174. Виглеб Г. Датчики / Г. Виглеб. ; пер. с нем. М.А. Хацернова. – М. : Мир, 1989. – 196 с.
175. Сысоева С. Автомобильные датчики положения. Современные технологии и новые перспективы. Часть 1. Потенциометры и датчики Холла – лидеры современного рынка / С. Сысоева // Компоненты и технологии. – 2005. – №2. С. 16-23.
176. Датчики измерительных систем: в 2-х книгах. [Кн. 1] / [Ж. Аш, П. Андре, Ж. Бофрон и др.] ; пер. с франц. Н.В. Васильченко, С.Л. Вишневецкий, А.Н. Вишняков и др. – М. : Мир, 1992. – 480 с.
177. Ловейкін В.С. Експериментальне дослідження руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана при зміні вильоту вантажу / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук, В.В. Іщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2011. – №77. С. 38-43.
178. Красовский Г.И. Планирование эксперимента / Г.И. Красовский, Г.Ф. Филаретов – М. : Изд-во БГУ, 1982. – 112с.
179. Ловейкін В.С. Експериментальне дослідження динаміки руху шарнірно-зчленованої стрілової системи крана / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук // Науковий журнал «Наукові доповіді НУБіП України». – 2013. – №1 (37) : http://nd.nubip.edu.ua/2013_1/index.html.
180. Пат. на корисну модель 16134, Україна, МПК В66С 19/00. Механізм зміни вильоту стрілової системи крана з горизонтальним переміщенням вантажу / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Паламарчук Д.А. – №u200602195; Заявл. 28.02.2006; Опубл. 17.07.2006, Бюл. №7 – 3с.

181. Пат. на корисну модель 16131, Україна, МПК В66С 19/00. Механізм зміни вильоту стрілової системи крана з горизонтальним переміщенням вантажу / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Паламарчук Д.А. – №u200602192; Заявл. 28.02.2006; Опубл. 17.07.2006, Бюл. №7 – 3с.

182. Пат. на корисну модель 15807, Україна, МПК В66С 19/00. Пристрій для керування зміною вильоту стріли у крані з горизонтальним переміщенням вантажу / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Паламарчук Д.А., Почка К.І. – №u200600728; Заявл. 27.01.2006; Опубл. 17.07.2006, Бюл. №7 – 3с.

183. Пат. на корисну модель 53484, Україна, МПК В66С 19/00. Пристрій для керування гідравлічним механізмом зміни вильоту у крані з горизонтальним переміщенням вантажу / Ловейкін В.С., Паламарчук Д.А., Глущенко В.А. – №u201003751; Заявл. 01.04.2010; Опубл. 11.10.2010, Бюл. №19 – 4с.

184. Ловейкін В.С. Конструкції механізмів зміни вильоту стрілової системи, що забезпечують оптимальний рух вантажу / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук // Бъдещето въпроси от света на науката - 2012. – 2012. – №39. С. 38-42.

185. Методика определения экономической эффективности использования в народном хозяйстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений (Основные положения). – М. : ЦНИИТЭстроймаш, 1978. – 74с.

186. Гайдамака В.Ф. Грузоподъемные машины / В.Ф. Гайдамака – К. : Вища школа, 1989. – 328 с.

187. Гриневич Г.П. Надежность строительных машин / Г.П. Гриневич, Е.А. Каменская, А.К. Алферов – М. : Стройиздат, 1983. – 296с.

188. Положення про планово-попереджувальні ремонти портових кранів морських портів. – Офіц. вид. – К. : М-во транспорту та зв'язку України, 2005. – 45 с. (Наказ №317 від 17.06.2005).

ДОДАТКИ

Додаток А

Основні параметри деяких сучасних кранів із шарнірно-зчленованою стріловою системою

Фірма-виробник та марка крана	Параметри крана					
	Вантажопідймальність, т			Виліт мінімальний, м	Виліт максимальний, м	Швидкість зміни вильоту, м/с
	гак	грейфер (кліщовий захват)	магнітний захват			
Болгарія Rouse						
Assembly Crane	80/160	80	-	9,5	30	0,42
Індія Kolkata						
ELL 2030	30	15	-	8	32	0,83
Китай Ships' Derricks						
MQ 3060	30	15	-	12	60	0,25
Нідерланди Conrad STORK						
STORK 11,5x24	11,5/6	6	-	8	40	0,83
STORK 182	182/85	85	-	9	47	0,83
TBA 10	10/6	6	-	8	40	0,83
Нідерланди Kenz Figeo						
Figeo SWL 50	50	15	-	12	55	1,00
Німеччина Ardelt						
Tukan 750	45	13	35	7	27	0,92
Tukan 1500	60	16	40	8	40	0,92
Tukan 3000	120/80	30	40	12	70	1,07
Німеччина Demag						
Demag 160	16	8	-	7,5	25	0,83
Німеччина Fried Krupp						
SY 100-214	12,5	12,5	-	7	22	0,40

Додаток А. Продовження

Фірма-виробник та марка крана	Параметри крана					
	Вантажопідймальність, т			Виліт мінімальний, м	Виліт максимальний, м	Швидкість зміни вильоту, м/с
	гак	грейфер (кліщовий захват)	магнітний захват			
Німеччина Kранbau Eberswalde						
АНС-2000	35/63	50	-	12	50	1,00
Albatros 10/20	10/20	10	-	10	32	1,05
Kondor 32/40	32/40	16	16	8	32	0,67
Sokol 16/32	16/32	16	16	8	36	1,05
Німеччина Man-Takraf						
Atlant	50/20	25	-	10	40	0,63
TBA 20	10/20	10	-	8	32	1,05
TBA 40	55/40	40	-	8	25	1,05
Німеччина, Угорщина Ganz						
Ganz 16/32	32	16	-	9	33	0,83
Ganz 32/25	32	25	-	9	33	0,83
Ganz 40	40	25	-	9	30	0,67
Росія СевМорМонтаж						
Аист	16/32	16	-	8	32	1,07
Витязь	40/63	20	-	10	32	1,00
Стриж	10/20	10	-	8	30	1,07
Україна Конекрейнс						
МАРК 25	25/32	16	25	8	36	1,05
МАРК 40	40	16	34	10	34	1,05
МАРК 45	40	18	-	10	45	1,05
Фінляндія Конесранес						
Shipyards Crane 150	150/50	16	-	8	57	1,05

$$\begin{aligned}
& +L(H^2 + x_D^2)^2 \dot{\varphi}_D + \frac{4H^4 L^3 x_D^2 (H^2 - l^2 - L^2 + x_D^2)^2 \dot{\varphi}_D}{H^2 L^2 \dot{\varphi} - L^4 - (H^2 - l^2 + x_D^2)^2 + 2L^2 (H^2 + l^2 + x_D^2) \dot{\varphi}}^{3/2} + \\
& + (H^2 - l^2 + L^2 + x_D^2) \dot{\varphi}_D + 2x_D (\dot{\varphi}_D + \dot{\varphi}_D) + \frac{2H^2 L \dot{\varphi} (H^2 - l^2 - L^2 + 3x_D^2) \dot{\varphi}_D + x_D (H^2 - l^2 - L^2 + x_D^2) \dot{\varphi}_D}{\sqrt{H^2 L^2 \dot{\varphi} - L^4 - (H^2 - l^2 + x_D^2)^2 + 2L^2 (H^2 + l^2 + x_D^2) \dot{\varphi}}} \dot{\varphi}_D. \quad (Б 2)
\end{aligned}$$

Додаток В

Рівняння для визначення рушійних сил приводу шарнірно-зчленованої стрілової системи крана

Сума робіт всіх сил при можливому переміщенні:

$$\begin{aligned}
M_P \dot{d}j_6 = & J_6 \dot{d}j_6 + J_1 \dot{d}a + m_1 g d y_1 + m_2 g d y_2 + m_2 \dot{d}y_2 + m_2 \dot{d}x_2 + J_2 \dot{d}j_2 + J_3 \dot{d}j_3 + m_3 g d y_3 + \\
& + J_4 \dot{d}j_4 + m_4 g d y_4 + m g d y + m \dot{d}y + m \dot{d}x + M_o, \quad (Б 1)
\end{aligned}$$

де $dj_6, da, dj_2, dj_3, dj_4$ – можливі кутові переміщення, відповідно ротора електродвигуна, стріли, хобота, відтяжки та коромисла протываги;

$dy_1, dy_2, dx_2, dy_3, dy_4, dy, dx$ – можливі лінійні переміщення центрів мас, відповідно стріли, хобота, відтяжки, коромисла протываги та вантажу;

M_o – момент опору рухові стрілової системи приведений до точки обертання стріли, і включає в себе тертя в шарнірах, момент від вітрового навантаження, тощо.

Сума робіт всіх сил при можливому переміщенні, з урахуванням залежностей (2.67):

$$\begin{aligned}
 M_p \frac{\delta \theta}{\delta a} da = & J_6 \frac{\delta \theta}{\delta a} \frac{\delta \theta}{\delta a} da + J_1 \frac{\delta \theta}{\delta a} da + m_1 g \frac{\delta y_1}{\delta a} da + m_2 g \frac{\delta y_2}{\delta a} da + m_2 \frac{\delta y_2}{\delta a} da + m_2 \frac{\delta x_2}{\delta a} da + J_2 \frac{\delta \theta}{\delta a} \frac{\delta \theta}{\delta a} da + \\
 & + J_3 \frac{\delta \theta}{\delta a} \frac{\delta \theta}{\delta a} da + m_3 g \frac{\delta y_3}{\delta a} da + J_4 \frac{\delta \theta}{\delta a} \frac{\delta \theta}{\delta a} da + m_4 g \frac{\delta y_4}{\delta a} da + mg \frac{\delta y}{\delta a} da + m \frac{\delta y}{\delta a} da + m \frac{\delta x}{\delta a} da + M_o. \quad (B2)
 \end{aligned}$$

Рівняння рушійного моменту приводу:

$$\begin{aligned}
 M_p = & \frac{\delta}{\delta \theta} \left(J_6 \frac{\delta \theta}{\delta a} \frac{\delta \theta}{\delta a} + J_1 \frac{\delta \theta}{\delta a} + m_1 g \frac{\delta y_1}{\delta a} + m_2 g \frac{\delta y_2}{\delta a} + m_2 \frac{\delta y_2}{\delta a} + m_2 \frac{\delta x_2}{\delta a} + J_2 \frac{\delta \theta}{\delta a} \frac{\delta \theta}{\delta a} + J_3 \frac{\delta \theta}{\delta a} \frac{\delta \theta}{\delta a} + m_3 g \frac{\delta y_3}{\delta a} + \right. \\
 & \left. + J_4 \frac{\delta \theta}{\delta a} \frac{\delta \theta}{\delta a} + m_4 g \frac{\delta y_4}{\delta a} + mg \frac{\delta y}{\delta a} + m \frac{\delta y}{\delta a} + m \frac{\delta x}{\delta a} + M_o \frac{\ddot{\theta}}{\delta \theta} \right) \frac{\delta \theta}{\delta a}. \quad (B3)
 \end{aligned}$$

Рівняння для визначення зусиль в зубчастій рейці приводу

Статична складова зусилля в рейці:

$$F_{ст} = \frac{m_1 g l_1 \frac{y_1}{a} + m_2 g l_2 \frac{y_2}{a} + m_3 g l_3 \frac{y_3}{a} + m_4 g \frac{y_4}{a} + m g \frac{y}{a}}{\frac{S_6}{a}}. \quad (\Gamma 1)$$

Динамічна складова зусилля в рейці:

$$F_{дин} = J_6 \frac{i}{R_6} + \left[J_1 \frac{\ddot{y}_2}{a} + m_2 \frac{\ddot{y}_2}{a} + m_2 \frac{\ddot{x}_2}{a} + J_2 \frac{\ddot{\theta}_2}{a} + J_3 \frac{\ddot{\theta}_3}{a} + J_4 \frac{\ddot{\theta}_4}{a} + m_5 \frac{\ddot{y}}{a} + m_5 \frac{\ddot{x}}{a} \right] \frac{S_6}{a}. \quad (\Gamma 2)$$

Рівняння руху стрілової системи натурального крана та його моделі

Рівняння руху стрілової системи натурального крана:

$$J_{0H} \frac{dw_H}{da_H} + \frac{1}{2} \frac{J_{0H}}{a_H} w_H = \frac{M_H \frac{\theta_{6H}}{a_H}}{w_H} - \frac{m_{1H} g \frac{y_{1H}}{a_H}}{w_H} - \frac{m_{2H} g \frac{y_{2H}}{a_H}}{w_H} - \frac{m_{3H} g \frac{y_{3H}}{a_H}}{w_H} - \frac{m_{4H} g \frac{y_{4H}}{a_H}}{w_H} - \frac{m_H g \frac{y_H}{a_H}}{w_H}. \quad (Д 1)$$

Зведений момент інерції стрілової системи натурального крана:

$$\begin{aligned}
 J_{0H} = & J_{1H} + m_{2H} \frac{\dot{\alpha}^2 x_{2H}^2}{\dot{\alpha}^2 a_H} + \frac{\alpha y_{2H}^2 \ddot{\alpha}}{\dot{\alpha}^2 a_H} + J_{2H} \frac{\alpha_{ij}^2}{\dot{\alpha}^2 a_H} + J_{3H} \frac{\alpha_{ij}^2}{\dot{\alpha}^2 a_H} + J_{4H} \frac{\alpha_{ij}^2}{\dot{\alpha}^2 a_H} + \\
 & + m_H \frac{\dot{\alpha}^2 x_H^2}{\dot{\alpha}^2 a_H} + \frac{\alpha y_H^2 \ddot{\alpha}}{\dot{\alpha}^2 a_H} + J_{6H} \frac{\alpha_{ij}^2}{\dot{\alpha}^2 a_H}. \quad (Д 2)
 \end{aligned}$$

Рівняння руху стрілової системи моделі крана:

$$J_{0M} \frac{dw_M}{da_M} + \frac{1}{2} \frac{J_{0M}}{a_M} w_M = \frac{M_M \frac{y_{6M}}{a_M}}{w_M} - \frac{m_{1M} g \frac{y_{1M}}{a_M}}{w_M} - \frac{m_{2M} g \frac{y_{2M}}{a_M}}{w_M} - \frac{m_{3M} g \frac{y_{3M}}{a_M}}{w_M} - \frac{m_{4M} g \frac{y_{4M}}{a_M}}{w_M} - \frac{m_M g \frac{y_M}{a_M}}{w_M}. \quad (Д 3)$$

Зведений момент інерції стрілової системи моделі крана:

$$\begin{aligned}
J_{0M} = & J_{1M} + m_{2M} \frac{\dot{\epsilon} \ddot{x}_{2M}}{\dot{\epsilon} a_M} \ddot{o}^2 + \frac{\dot{\epsilon} \ddot{y}_{2M}}{\dot{\epsilon} a_M} \ddot{o}^2 \dot{u} + J_{2M} \frac{\ddot{\epsilon} j_{2M}}{\dot{\epsilon} a_M} \ddot{o}^2 + J_{3M} \frac{\ddot{\epsilon} j_{3M}}{\dot{\epsilon} a_M} \ddot{o}^2 + J_{4M} \frac{\ddot{\epsilon} j_{4M}}{\dot{\epsilon} a_M} \ddot{o}^2 + \\
& + m_M \frac{\dot{\epsilon} \ddot{x}_M}{\dot{\epsilon} a_M} \ddot{o}^2 + \frac{\dot{\epsilon} \ddot{y}_M}{\dot{\epsilon} a_M} \ddot{o}^2 \dot{u} + J_{6M} \frac{\ddot{\epsilon} j_{6M}}{\dot{\epsilon} a_M} \ddot{o}^2.
\end{aligned} \tag{Д 4}$$

Співвідношення між рівняннями (Д 1) та (Д 3):

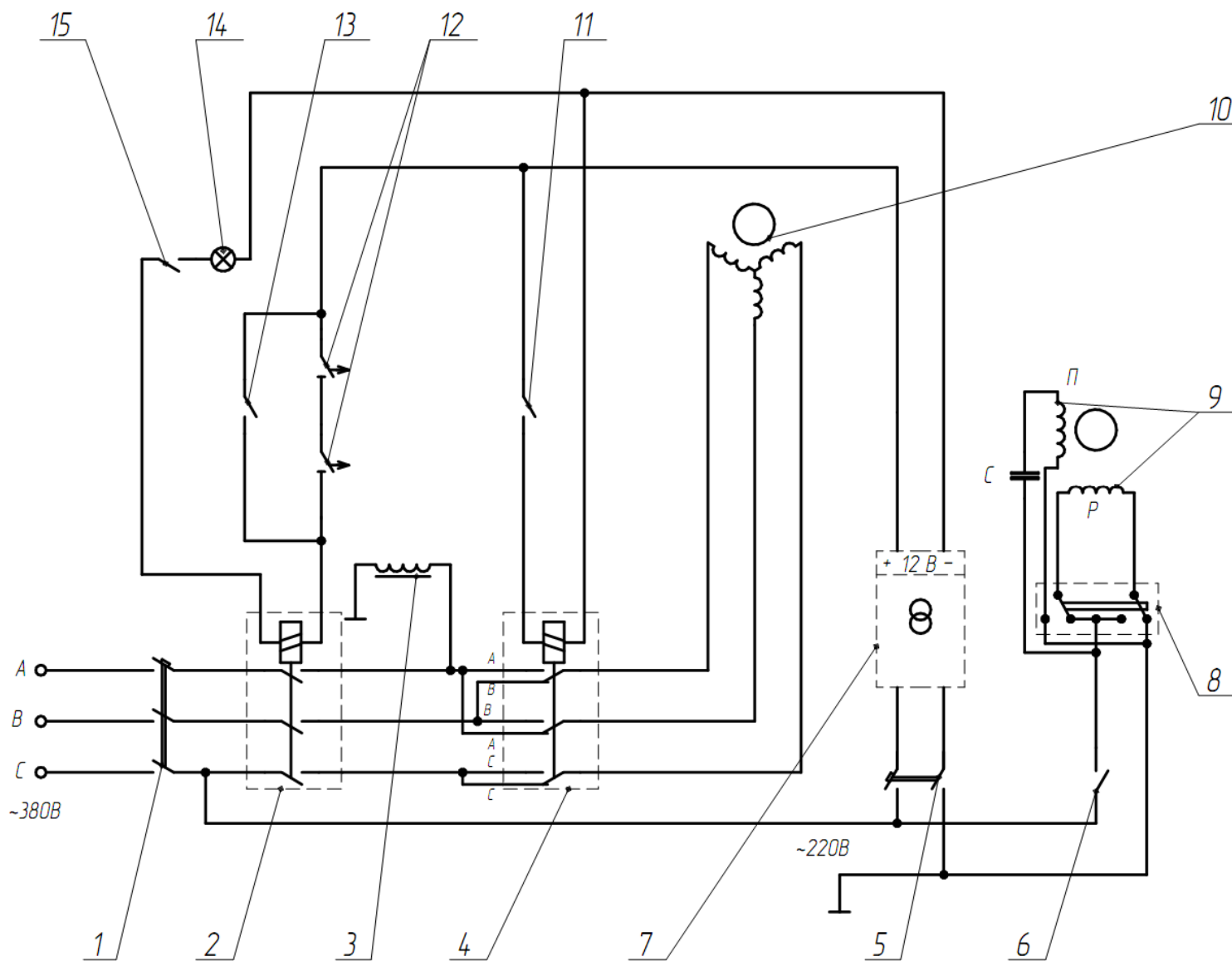
$$\frac{J_{0H} \frac{w_H}{a_H}}{J_{0M} \frac{w_M}{a_M}} = \frac{J_{0H} w_H}{J_{0M} w_M} = \frac{M_H \frac{j_{6H}}{a_H}}{M_M \frac{j_{6M}}{a_M}} = \frac{m_{1H} \frac{y_{1H}}{a_H}}{m_{1M} \frac{y_{1M}}{a_M}} = \frac{m_{2H} \frac{y_{2H}}{a_H}}{m_{2M} \frac{y_{2M}}{a_M}} = \frac{m_{3H} \frac{y_{3H}}{a_H}}{m_{3M} \frac{y_{3M}}{a_M}} = \frac{m_{4H} \frac{y_{4H}}{a_H}}{m_{4M} \frac{y_{4M}}{a_M}} = \frac{m_H \frac{y_H}{a_H}}{m_M \frac{y_M}{a_M}}. \tag{Д 5}$$

Співвідношення між рівняннями (Д 2) та (Д 4):

$$\begin{aligned}
\frac{J_{0H}}{J_{0M}} &= \frac{J_{1H}}{J_{1M}} = \frac{m_{2H} \frac{\acute{e}\mathfrak{a}\mathfrak{x}_{2H} \ddot{o}^2}{\hat{e}\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_H \emptyset} + \frac{\mathfrak{a}y_{2H} \ddot{o}^2 \grave{u}}{\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_H \emptyset \grave{u}}}{m_{2M} \frac{\acute{e}\mathfrak{a}\mathfrak{x}_{2M} \ddot{o}^2}{\hat{e}\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_M \emptyset} + \frac{\mathfrak{a}y_{2M} \ddot{o}^2 \grave{u}}{\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_M \emptyset \grave{u}}} = \frac{J_{2H} \frac{\mathfrak{a}\mathfrak{p} \ddot{o}^2}{\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_H \emptyset}}{J_{2M} \frac{\mathfrak{a}\mathfrak{p} \ddot{o}^2}{\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_M \emptyset}} = \frac{J_{3H} \frac{\mathfrak{a}\mathfrak{p} \ddot{o}^2}{\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_H \emptyset}}{J_{3M} \frac{\mathfrak{a}\mathfrak{p} \ddot{o}^2}{\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_M \emptyset}} = \frac{J_{4H} \frac{\mathfrak{a}\mathfrak{p} \ddot{o}^2}{\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_H \emptyset}}{J_{4M} \frac{\mathfrak{a}\mathfrak{p} \ddot{o}^2}{\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_M \emptyset}} = \\
&= \frac{m_H \frac{\acute{e}\mathfrak{a}\mathfrak{x}_H \ddot{o}^2}{\hat{e}\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_H \emptyset} + \frac{\mathfrak{a}y_H \ddot{o}^2 \grave{u}}{\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_H \emptyset \grave{u}}}{m_M \frac{\acute{e}\mathfrak{a}\mathfrak{x}_M \ddot{o}^2}{\hat{e}\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_M \emptyset} + \frac{\mathfrak{a}y_M \ddot{o}^2 \grave{u}}{\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_M \emptyset \grave{u}}} = \frac{J_{6H} \frac{\mathfrak{a}\mathfrak{p} \ddot{o}^2}{\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_H \emptyset}}{J_{6M} \frac{\mathfrak{a}\mathfrak{p} \ddot{o}^2}{\mathfrak{c} \mathfrak{e} a_M \emptyset}}.
\end{aligned}$$

(Д 6)

Е1. Принципова електрична схема моделі крана



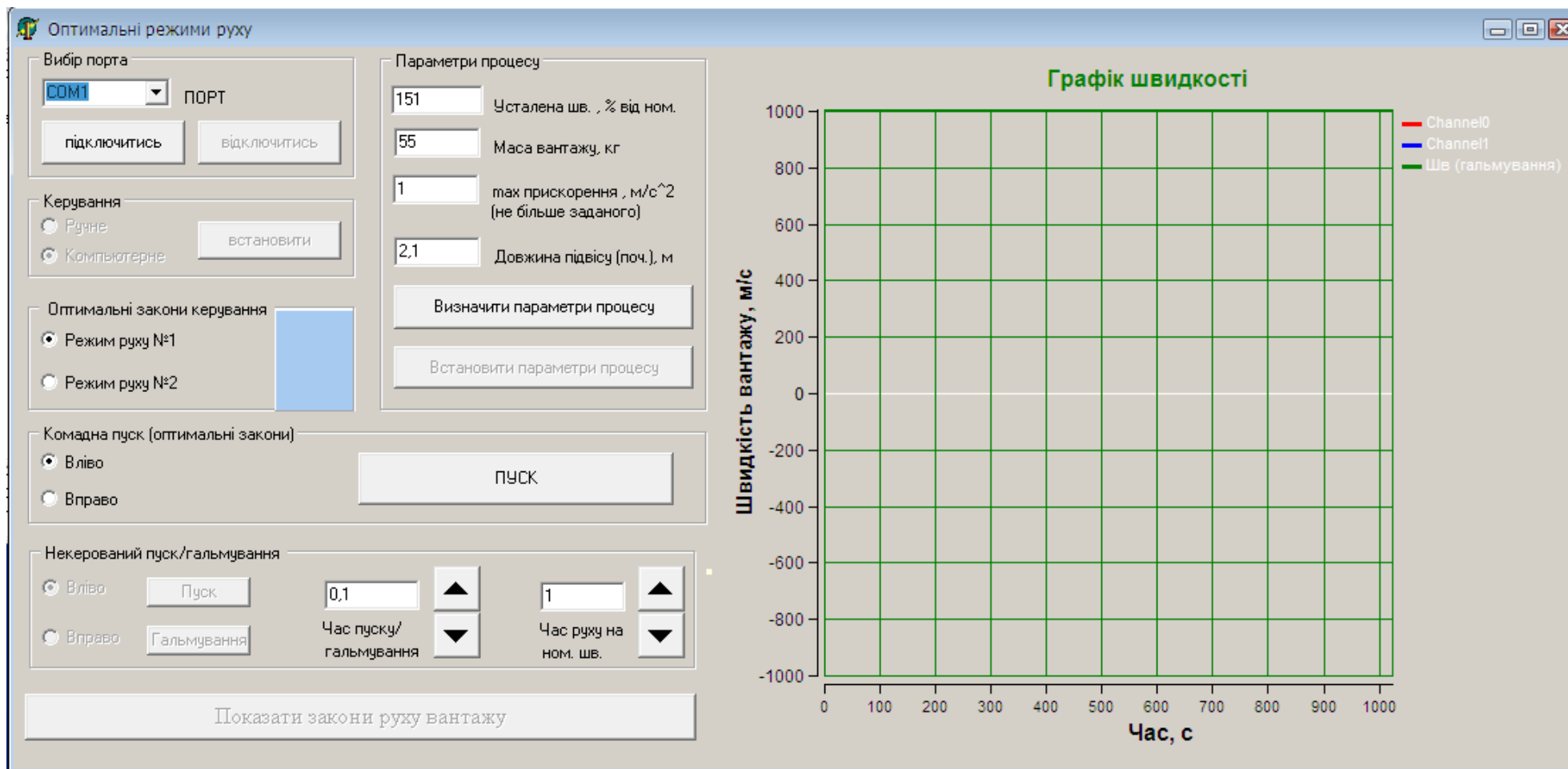
Е2. Пояснення до електричної схеми моделі крана

1. Головний вимикач (струм $U=380\text{В}$).
2. Реле ввімкнення електродвигуна механізму зміни вильоту(струм обмотки керування $U=12\text{В}$, струм на робочих контактах $U=380\text{В}$).
3. Обмотка електромагніта стрічкового гальма (струм $U=220\text{В}$).
4. Реле реверсування електродвигуна механізму зміни вильоту (струм обмотки керування $U=12\text{В}$, струм на робочих контактах $U=380\text{В}$).
5. Вимикач трансформатора живлення реле (струм $U=220\text{В}$).
6. Вимикач електродвигуна механізму підймання (струм $U=220\text{В}$).
7. Трансформатор живлення реле (вхідний струм: змінний, $U=220\text{В}$, вихідний струм: постійний $U=12\text{В}$).
8. Блок реверсу механізму підймання.
9. Робоча та пускова обмотки електродвигуна механізму підймання.
10. Обмотки електродвигуна механізму зміни вильоту.
11. Вимикач реверсування електродвигуна механізму зміни вильоту (струм $U=12\text{В}$).
12. Кінцеві вимикачі електродвигуна механізму зміни вильоту (струм $U=12\text{В}$).
13. Вимикач виходу із крайніх положень (струм $U=12\text{В}$).
14. Індикаторна лампа включення механізму зміни вильоту (струм $U=12\text{В}$).
15. Вимикач електродвигуна механізму зміни вильоту (струм $U=12\text{В}$).

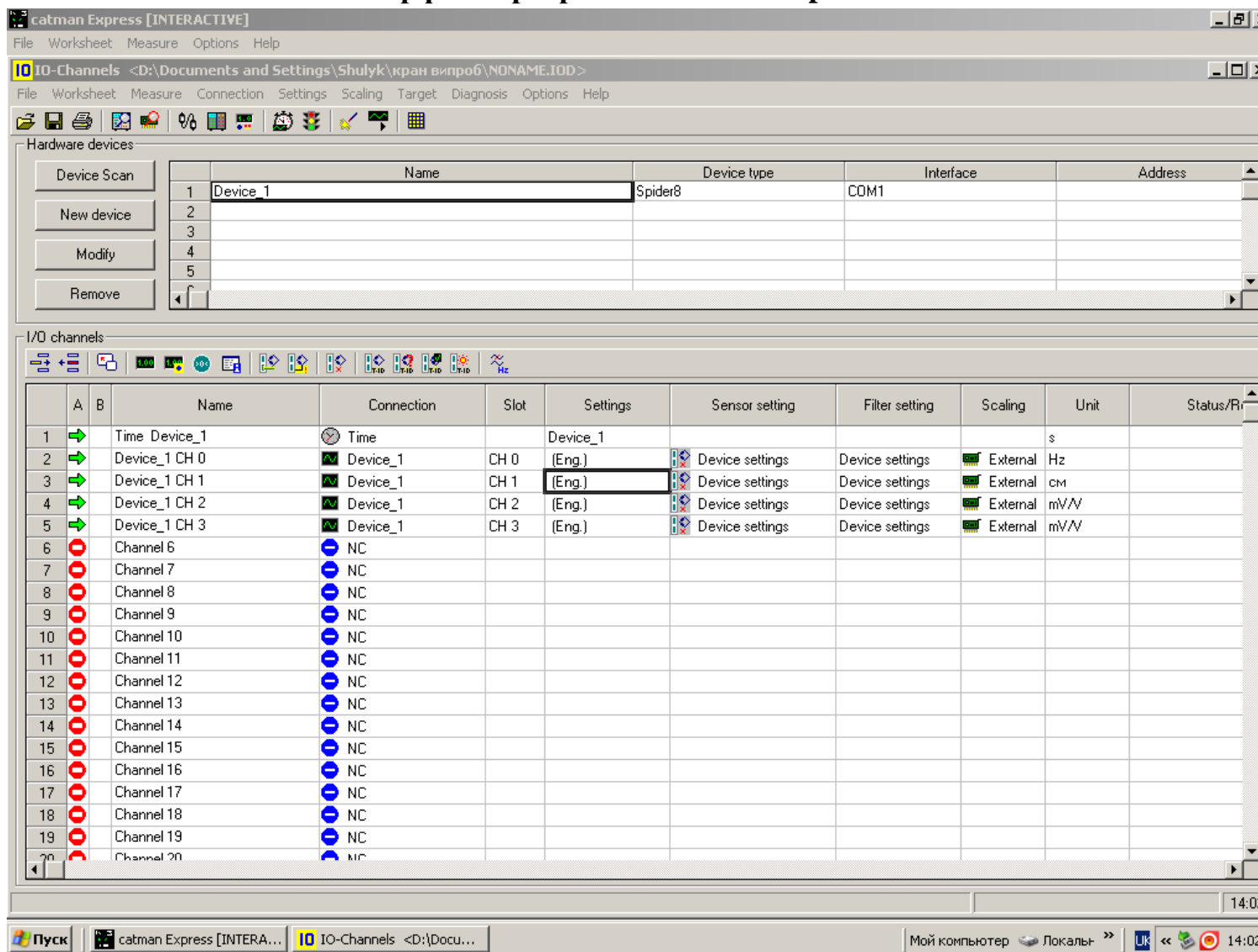
Технічні характеристики частотного перетворювача FR-S540-E-2.2K-EC

Параметр		Значення параметру
Потужність перетворювача		2,2 кВт
Номінальна вихідна потужність		3,7 кВА
Потужність джерела живлення		5,5 кВА
Номінальний вихідний струм		4,8 А
Напруга живлення		380 В
Допустиме відхилення напруги		323-528 В
Діапазон вихідної частоти струму		0,5...120 Гц
Допустиме відхилення частоти		±5 %
Час розгону/гальмування		0; 0,1;...999 с
Тип характеристики розгону/ гальмування		лінійна, S-подібна
Максимальний пусковий момент		0,15M _{ном}
Способи гальмування	1) генераторне гальмування	гальмівний момент 0,2M _{ном}
	2) динамічне гальмування	час гальмування 0...10 с
		напруга гальмування 0,15U _{ном}
Типи керування, що дозволяє забезпечити перетворювач		<ul style="list-style-type: none"> - ручне керування без перетворювача; - керування з пульта перетворювача; - автоматичне за допомогою послідовного з'єднання комп'ютера і перетворювача;
Тип системи охолодження		повітряна, примусова

Інтерфейс програми «Оптимальні режими руху 1.2»



Інтерфейс програми «Catman Express 4.5»





ДЕРЖАВНИЙ КОМІТЕТ УКРАЇНИ З ПИТАНЬ ТЕХНІЧНОГО РЕГУЛЮВАННЯ ТА СПОЖИВЧОЇ ПОЛІТИКИ

Державне підприємство "Білоцерківський центр стандартизації, метрології та сертифікації"
(ДП "Біла Церквастандартметрологія")

Атестат акредитації № ПК 006 – 2004 від 10 червня 2004 р.

СВІДОЦТВО

про перевірку робочого засобу вимірювальної техніки

№ 104/Ел Чинне до « 29 » 04 2011 р.

Підсилювач багатоканальний вимірювальний

назва засобу вимірювальної техніки, умовне позначення, заводський номер

SPIDER-8 № F05254

виготовлений фірма „Hottinger Baldiwin Messtechnik”
назва виробника

що належить Укр.НДІ ПВТ, с. Дослідницьке

на підставі результатів перевірки визнається придатним і допускається до застосування згідно з МП-РТ-550-99

назва документа, що містить вимоги до метрологічних

(0...10) В

характеристик та, за потреби, значення метрологічних характеристик

кл 0,1

(клас, похибки, діапазон вимірювань тощо)

Державний повірник


підпис

Дрошинський С.М.

ініціали, прізвище

Місце печатки або відбитка
повірного тавра



« 29 » 04 2011 р.

Результати повірки

Номинальне значення напруги постійного струму, В	Дійсне значення напруги постійного струму, В			
	канали			
	1	2	3	4
1	1,000	1,000	1,000	1,000
2	2,000	2,000	2,000	2,000
3	3,006	3,000	3,000	3,000
4	4,000	4,000	4,000	4,000
5	5,000	5,000	5,000	5,000
6	6,000	6,000	6,000	6,000
7	7,000	7,000	7,000	7,000
8	8,001	8,000	8,000	8,000
9	9,000	9,000	9,000	9,000
10	10,000	10,000	не перев.	не перев

Приведена допустима абсолютна похибка $\pm 0,01$ В

Державний повірник _____

С. М. Дрощинський

Порівняльні дані результатів досліджень динаміки руху стрілової системи

Таблиця I 1

Зведена таблиця досліджуваних параметрів, при ручному керуванні механізмом зміни вильоту моделі

Досліджуваний параметр		Дослід №1	Дослід №2
Кут нахилу стріли α , градус	min	40	40
	max	76	76
Кут відхилення канату від вертикалі γ , градус	min	-8,79	-9,59
	max	6,94	6,98
Горизонтальна координата вантажу x_5 , м	min	0,463	0,451
	max	1,93	1,95
Частота обертання ротора електродвигуна n , xv^{-1}	min	0	0
	max	1473,69	1459,45
Зусилля в зубчастій рейці F_p , Н	min	-320,58	-303,34
	max	263,99	291,82
Зусилля у відтяжці F_B , Н	min	65,92	74,56
	max	240,62	253,09

Зведена таблиця досліджуваних параметрів, при автоматичному керуванні механізмом зміни вильоту моделі

Досліджуваний параметр		Дослід №3	Дослід №4
Кут нахилу стріли α , градус	min	40	40
	max	76	76
Кут відхилення канату від вертикалі γ , градус	min	-6,62	-6,90
	max	4,74	5,12
Горизонтальна координата вантажу x_5 , м	min	0,4	0,394
	max	1,89	1,897
Частота обертання ротора електродвигуна n , хв^{-1}	min	0	0
	max	1440,2	1430
Зусилля в зубчастій рейці F_p , Н	min	-70,1	-75,09
	max	127,2	132,41
Зусилля у відтяжці F_B , Н	min	65,9	67
	max	182,07	196,2

Порівняльна таблиця результатів теоретичних та експериментальних досліджень реальної стрілової системи при автоматичному керуванні

Досліджуваний параметр	Метод дослідження	Час руху t, c								
		0	2,75	5,5	8,25	11	13,75	16,5	19,25	22
Кут нахилу стріли $ \alpha $, градус	Т	76	74,2	73	69,04	62,9	55,73	49,7	46,28	40
	Е	76	75	72,8	68,86	62,7	55,6	49,5	46,4	40
Кут відхилення канату від вертикалі $ \gamma $, градус	Т	0	0,84	1,77	0,84	0	0,84	1,77	0,84	0
	Е	0	4,86	5,12	4,2	3,3	2,8	0	2	0
Горизонтальна координата вантажу $ x_5 $, м	Т	7,9	8,05	9,2	12,8	17,7	22,56	26	27,39	27,5
	Е	7,9	7,03	10,5	12,6	19,27	23,1	26	27,9	27,5
Кутова швидкість ротора електродвигуна $ \omega_6 $, рад/с	Т	0	7,5	30	69	100,53	97,4	69	22	0
	Е	0	10,01	40,2	71,15	102,7	99,1	70,3	24,32	0
Зусилля в зубчастій рейці $ F $, кН	Т	78,6	35	1	20	76	92,8	25,22	126	183,1
	Е	74,04	66,04	34,02	8,3	20,04	57,02	28,02	150,1	148,09
Зусилля у відтяжці $ F $, кН	Т	не досліджувалось								
	Е	83,8	238,51	221,22	210,23	226,92	216,76	227,33	230,38	230,7

**Розрахунок коефіцієнтів регресії та дисперсний аналіз
експериментальних досліджень динаміки стрілової системи**

Під час досліджень, було розглянуто двофакторний експеримент, для цього випадку рівняння регресії має вигляд неповної квадратичної моделі:

$$y_i = b_{0i} + b_{1i}X_1 + b_{2i}X_2 + b_{12i}X_1X_2, \quad (\text{І } 1)$$

де y_i – функція відгуку i -ого параметра;

X_1, X_2 – фактори експерименту;

$b_{0i}, b_{1i}, b_{2i}, b_{12i}$ – коефіцієнти регресії.

Вирази для визначення коефіцієнтів регресії мають вигляд:

$$b_{0i} = \frac{\begin{vmatrix} \bar{y}_{ij} & X_1 & X_2 & X_1X_2 \\ X_0 & X_1 & X_2 & X_1X_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} X_0 & X_1 & X_2 & X_1X_2 \end{vmatrix}}; b_{1i} = \frac{\begin{vmatrix} X_0 & \bar{y}_{ij} & X_2 & X_1X_2 \\ X_0 & X_1 & X_2 & X_1X_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} X_0 & X_1 & X_2 & X_1X_2 \end{vmatrix}};$$

$$b_{2i} = \frac{\begin{vmatrix} X_0 & X_1 & \bar{y}_{ij} & X_1X_2 \\ X_0 & X_1 & X_2 & X_1X_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} X_0 & X_1 & X_2 & X_1X_2 \end{vmatrix}}; b_{12i} = \frac{\begin{vmatrix} X_0 & X_1 & X_2 & \bar{y}_{ij} \\ X_0 & X_1 & X_2 & X_1X_2 \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} X_0 & X_1 & X_2 & X_1X_2 \end{vmatrix}}, \quad (\text{І } 2)$$

де \bar{y}_{ij} – середнє значення функції відгуку i -ого параметра в j -ому досліді ($j=1 \dots n$, $n=4$).

Середні значення із серії експериментів були визначені за виразом:

$$\bar{y}_{ijm} = \frac{\sum_{m=1}^k y_{ijm}}{k}, \quad (\text{І } 3)$$

де y_{ij} – функція відгуку i -ого параметра;

y_{ijm} – функції відгуку для m -го експерименту в j -ому досліді;

k – кількість експериментів в j -ому досліді ($k=5$).

Таблиця І 1

Кодування факторів

Інтервал варіювання	Маса вантажу m , кг	Довжина підвісу H , м
Нижній рівень $X_i = -1$	14	0,92
Верхній рівень $X_i = +1$	16	1,3

Для визначення вільного члена b_{0i} в план-матрицю було введено фіктивну змінну $X_0 = +1$.

Таблиця І 2

План-матриця повного двофакторного експерименту

Номер досліді	X_0	X_1	X_2	$X_1 X_2$
1	+1	14	0,92	12,88
2	+1	16	0,92	14,72
3	+1	14	1,3	18,2
4	+1	16	1,3	20,8

За функції відгуку були прийняті максимальне значення частоти обертання ротора електродвигуна n_{\max} та максимальне значення внутрішнього зусилля у відтяжці F_{\max} .

Статична значимість коефіцієнтів регресії визначається з урахуванням критерія Стьюдента:

$$|b_z|^3 t_a \sqrt{S_y^2}, \quad (\text{I } 4)$$

де $t_a = 3,18$ – коефіцієнт Стьюдента;

$$S_{yi}^2 = \frac{\sum_{j=1}^n \sum_{m=1}^k (y_{ijm} - \bar{y}_{ijm})^2}{n(k-1)} - \text{дисперсія відтворюваності.}$$

Адекватність лінійної моделі i -го фактора була оцінена за допомогою критерію Фішера:

$$F_i = \frac{S_{adi}^2}{S_{yi}^2} \leq F_{(0,05; f1; f2)}, \quad (\text{I } 5)$$

$$\text{де } S_{adi}^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_{ijm} - \bar{y}_{ijm})^2}{n-1} - \text{дисперсія адекватності;}$$

$F_{(0,05; f1; f2)}$ – табличне значення критерію Фішера при ступенях вільності $f1 = k - 1 = 4$, $f2 = nm - k = 15$.

За критерієм Корхена проведено перевірку відтворюваності дослідів:

$$G_i = \frac{S_{ui\max}^2}{\sum_{u=1}^n S_{ui}^2} \leq G_{(0,05; n; k-1)i}, \quad (\text{I } 6)$$

де $S_{ui\max}^2$ – максимальне значення дисперсії з n -их дослідів;

$\sum_{u=1}^n S_{ui}^2$ – сума дисперсій n -их дослідів;

$G_{(0,05; n; k-1)i}$ – табличне значення критерію Кохрена при 5%-ому рівні значимості.

Таблиця І 3

Результати досліджень при ручному керуванні механізмом зміни вильоту

№ досліду	X_1	X_2	$X_1 X_2$	$n_{\max}, \text{хв}^{-1}$					$\bar{n}_{\max}, \text{хв}^{-1}$
				№ експерименту					
				1	2	3	4	5	
1	-1	-1	+1	1489,1	1473,7	1485,6	1489,5	1461,7	1479,9
2	+1	-1	-1	1459,5	1469,7	1465,8	1489,6	1473,7	1471,7
3	-1	+1	-1	1467,8	1480,4	1472,1	1488,7	1459,5	1473,7
4	+1	+1	+1	1405,1	1455,3	1467,2	1446,9	1484,5	1451,8
№ досліду	X_1	X_2	$X_1 X_2$	F_{\max}, H					\bar{F}_{\max}, H
				№ експерименту					
				1	2	3	4	5	
1	-1	-1	+1	123,9	120,2	110,5	128,1	124,3	121,4
2	+1	-1	-1	100,3	91,8	102,8	93,2	110,6	99,7
3	-1	+1	-1	116,2	106,5	120,7	122,3	108,6	114,8
4	-1	+1	+1	115,2	95,3	110,4	121,6	100,5	108,6

Таблиця І 4

Значення коефіцієнтів регресії для функцій відгуку

Показник	b_{0i}	b_{1i}	b_{2i}	b_{12i}
n_{\max}	1320,13	12,484	236,053	-18,026
F_{\max}	551,963	-29,61	-302,895	20,395

Таблиця І 5

Результати розрахунку дисперсій експериментальних даних при ручному керуванні

№ досліджу	Дисперсія $\frac{(n_{\max} - \bar{n}_{\max})^2}{k}$	Середньоквадратичне відхилення	$\frac{\bar{n}_{\max}}{k}$	$\frac{\sum_{i=1}^k n_{\max}^2 - \frac{(\sum_{i=1}^k n_{\max})^2}{k}}{k}$				
1	18,432	22,704	295,98	1423535,3	1387024,4	1415195,7	1424490,0	1358903,1
2	64,082	20,011		1353778,8	1377618,6	1368478,8	1424728,7	1387024,4
3	45,000	21,973		1373162,1	1402850,7	1383258,3	1422581,0	1353778,8
4	213,858	43,450		1230147,2	1344022,9	1371756,3	1324616,8	1412579,8
Сума	341,372	-	-	27539531,700				
№ досліджу	Дисперсія $\frac{(F_{\max} - \bar{F}_{\max})^2}{k}$	Середньоквадратичне відхилення	$\frac{\bar{F}_{\max}}{k}$	$\frac{\sum_{i=1}^k F_{\max}^2 - \frac{(\sum_{i=1}^k F_{\max})^2}{k}}{k}$				
1	8,978	13,233	24,28	9924,140	9200,646	7433,888	10778,59	10004,00
2	23,762	15,270		5779,040	4558,950	6165390	4749,966	7451,142
3	11,250	14,102		8449,286	6760,128	9296,816	9670,920	7109,862
4	33,800	20,631		8266,446	5043,840	7416,654	9471,182	5809,488
Сума	306,726	-	-	6312564,984				

Таблиця І 6

Оцінка адекватності та значимості коефіцієнтів регресії і критерій Кохрена

Показник	S_{adi}^2	S_{yi}^2	F	$t_a \sqrt{S_{yi}^2}$	$S_{ui\max}^2$	G_i
n_{\max}	147,909	320,221	0,461	56,905	213,858	0,616
F_{\max}	85,329	66,993	1,274	26,028	33,800	0,110

Табличне значення критерію Кохрена при 5%-ому рівні значимості зі степенями вільності $n = 4$ та $k - 1 = 4$ складає 0,62. Оскільки, розрахункові значення критерію Кохрена менші за табличну величину, то можна зробити висновок про те, що досліджувані процеси будуть відтворюваними.

Табличне значення критерію Фішера при 5%-ому рівні значимості зі степенями вільності $f1 = 4$ та $f2 = 15$ становить 3,06, що більше розрахункових значень, тому можна зробити висновок про адекватність лінійних моделей рівнянь регресії для функцій відгуку n та F .

На основі рівнянь регресії, побудовано графіки зміни експериментальних даних максимальної частоти обертання ротора електродвигуна (рис. Ā 1, а) та поздовжнього зусилля у зубчастій рейці (рис. Ā 1, б).

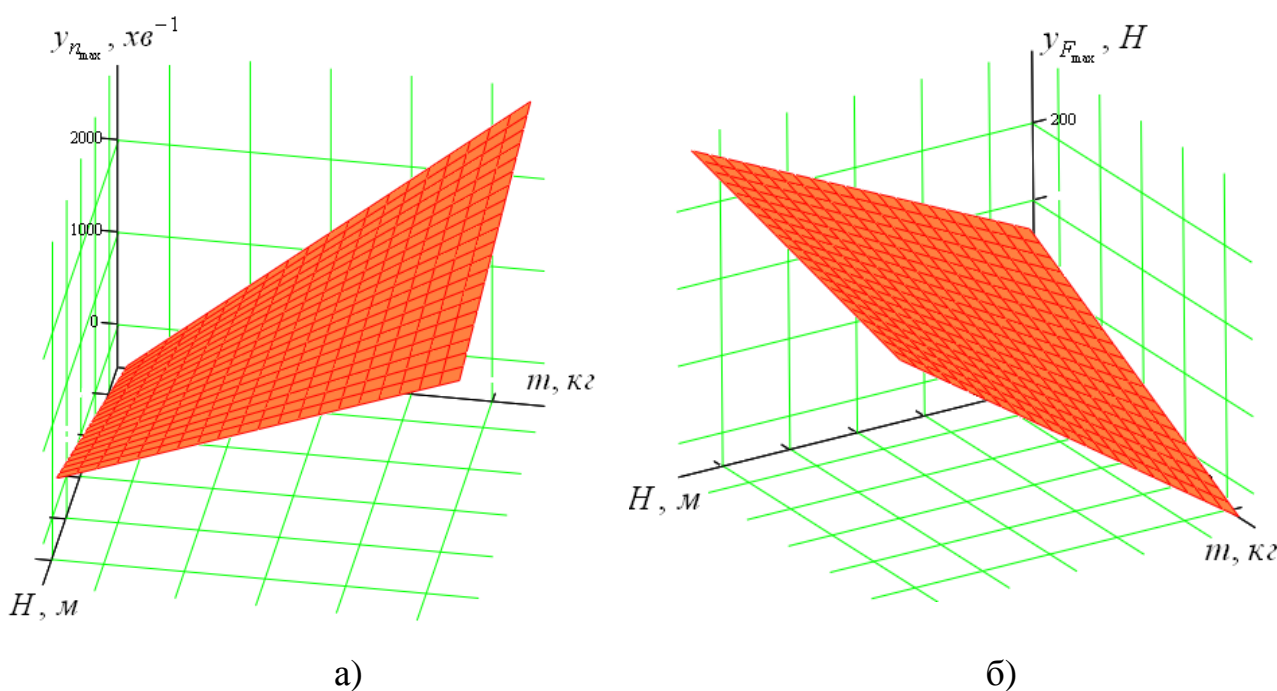


Рис. Ā 1. Поверхні відгуку експериментальних даних

Додаток Й

Й 1. Структурна схема електронного керування механізмом зміни вильоту



Й 2. Структурна схема електронного керування механізмом зміни вильоту зі зворотним зв'язком



Й 3. Пояснення до структурних схем електронного керування механізмом зміни вильоту

1. Бортовий комп'ютер із програмою керування частотним перетворювачем та програмою обробки даних з АЦП.
2. Частотний перетворювач.
3. Джерело живлення електродвигунів крана (змінний струм напругою 380 В, з частотою 50 Гц).
4. Електродвигун приводу механізму зміни вильоту.
5. Кран із шарнірно-зчленованою стріловою системою.
6. Блок датчиків.
7. АЦП.

Додаток К

Порівняльний розрахунок тривалості робочого циклу

Параметр	Формула для визначення часу	Значення показників при:	
		ручному керуванні	автоматичному керуванні
Час підйому і опускання вантажу	$T_{нід} = \frac{2H}{V} + t_{п},$ <p>де H – середня висота підйому вантажу; V – середня швидкість підйому; $t_{п}$ – тривалість розгону і гальмування механізму.</p>	$T_{нід} = \frac{2 \times 16}{0,83} + 4 = 42,55c$	$T_{нід} = \frac{2 \times 16}{0,83} + 4 = 42,55c$

Додаток К. Продовження

Параметр	Формула для визначення часу	Значення показників при:	
		ручному керуванні	автоматичному керуванні
Час повороту крана	$T_{нов} = \frac{2a}{360n} + t_{II},$ <p>де a – середній кут повороту крана; n – частота обертання крана; t_{II} – тривалість розгону і гальмування механізму.</p>	$T_{нов} = \frac{2 \times 180}{360 \times 0,0267} + 4 = 41,45 \text{ с}$	$T_{нов} = \frac{2 \times 180}{360 \times 0,0267} + 4 = 41,45 \text{ с}$
Час зміни вильоту	$T_{вил} = \frac{2S}{V} + t_{II},$ <p>де S – середня відстань зміни вильоту; V – швидкість зміни вильоту; t_{II} – тривалість розгону і гальмування механізму.</p>	$T_{вил} = \frac{2 \times 1}{0,96} + 4 = 26,92 \text{ с}$	$T_{вил} = \frac{2 \times 1}{1,11} + 2 = 21,82 \text{ с}$
Час операцій крана	$\overset{\circ}{a} t = T_{нід} + T_{нов} + T_{вил}$	$\overset{\circ}{a} t = 42,55 + 41,45 + 26,92 = 110,92 \text{ с}$	$\overset{\circ}{a} t = 42,55 + 41,45 + 21,82 = 105,82 \text{ с}$
Тривалість допоміжних операцій	$\overset{\circ}{a} t_{\delta} = t_{зах} + t_{зн} + t_{нав} + t_{засп}$	$\overset{\circ}{a} t_{\delta} = 50 + 40 + 10 + 5 = 105 \text{ с}$	$\overset{\circ}{a} t_{\delta} = 50 + 40 + 4 + 0 = 94 \text{ с}$
Тривалість робочого циклу	$T_{\psi} = \overset{\circ}{a} t + \overset{\circ}{a} t_{\delta}$	$T_{\psi} = 110,92 + 105 = 215,92 \text{ с}$	$T_{\psi} = 105,82 + 94 = 199,82 \text{ с}$

ЛОВЕЙКІН Вячеслав Сергійович
ПАЛАМАРЧУК Дмитро Анатолійович

**ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ
ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА**

Монографія

Компютерна верстка та художнє оформлення: Д.А. Паламарчук

ББК 39.9

ISBN 978-966-929-017-5