

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
УМАНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ САДІВНИЦТВА
Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
“__” _____ 2023р.
Зав. кафедри к.т.н.,
доцент (науковий ступінь,
вчене звання)
А.В.
Войтік
(підпис) (ініціали, прізвище)

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА (дипломний проект)
магістр
(назва освітнього ступеня)

тема роботи **«Оптимізація режимів руху крана-маніпулятора з
гідроприводом»**

Виконав: студент 2 курсу, групи 21м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності 208 «Агроінженерія»
Миргородський В.Є.
(прізвище та ініціали)

Керівник доктор філософії доцент Шевчук М.В.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2023 рік

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1 ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КРАНІВ-МАНІПУЛЯТОРІВ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ.....	3 6
1.1. Типи кранів-маніпуляторів та області їх застосування	6
1.2. Сучасний технічний рівень навантажувально-розвантажувальних кранів-маніпуляторів	8
Висновки за розділом	10
РОЗДІЛ 2 АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА.....	11
2.1. Математична модель динаміки переміщення стрілової системи з вантажем	11
2.2. Динамічний аналіз режимів руху штока гідравлічного циліндра за різними законами зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику	18
2.3. Конструкція експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом	31
2.4. Порівняння теоретичних та експериментальних даних при переміщенні ланок стрілової системи крана-маніпулятора.....	35
Висновки до розділу	37
РОЗДІЛ 3 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	38
3.1 Моделювання виробничих небезпек та рекомендації по виконанню вимог охорони праці при роботі з краном-маніпулятором	38
3.2 Безпеці праці під час виконання робіт кранами-маніпуляторами	39
Висновки до розділу	40

РОЗДІЛ 4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ КРАНА-МАНІПУЛЯТОРА З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ	41
4.1 Удосконалення системи керування механізмами привода крана-маніпулятора	41
4.2 Підвищення надійності роботи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за рахунок зниження динамічних навантажень	45
4.3 Підвищення ефективності роботи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за рахунок скорочення часу робочого циклу	47
Висновки до розділу	50
ВИСНОВКИ	51
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	53

РЕФЕРАТ

Миргородський В.Є. Оптимізація режимів руху крана-маніпулятора з гідроприводом (Дипломний проект, Уманський національний університет садівництва, 2023: пояснювальна записка на 55 сторінках, у т.ч. 4 розділів, 16 рисунки, 9 таблиць, 25 джерела літератури).

У дипломному проекті проведено дослідження, що мають за мету підвищення ефективності роботи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за рахунок мінімізації динамічних навантажень в його елементах шляхом вибору оптимальних режимів руху привідних механізмів.

Мета досліджень - є підвищення ефективності роботи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом шляхом визначення оптимальних режимів руху привідних механізмів.

Об'єкт дослідження – процес зміни вильоту стрілової системи кранаманіпулятора з гідравлічним приводом під час пуску, усталеного руху та гальмування.

Предмет дослідження – закономірності зміни енергетичних витрат та динамічних навантажень в механізмах приводу та елементах металоконструкції стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом при різних режимах руху стрілової системи з вантажем.

Ключові слова: КРАН-МАНІПУЛЯТОР, ОПТИМІЗАЦІЯ, ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ, ГІДРАВЛІЧНИЙ ПРИВІД, РЕЖИМ РУХУ, КОЛИВАННЯ ВАНТАЖУ.

ВСТУП

При виконанні вантажопідйомних і транспортних операцій широко використовуються вантажні крани-маніпулятори з гідроприводом в будівельній, аграрній, лісотехнічній та інших галузях виробництва. Це зумовлено рядом їх переваг, таких, як покращення умов праці робітників та підвищення продуктивності при вантажопідйомних і транспортних операціях. Логістика вантажоперевезень з використанням кранів-маніпуляторів встановлених на вантажному автотранспорті дозволяє зменшити час простою техніки до 50% та на 30% зменшити кількість залученої техніки для виконання розвантажувально-завантажувальних робіт. Що в результаті призводить до підвищення доставки вантажів на підприємства тим самим зменшуючи час простою робітників і збільшуючи продуктивність виробництва.

Актуальність теми.

Крани-маніпулятори набули широкого застосування для навантажувально-розвантажувальних робіт у галузях сільського господарства, лісового комплексу, будівництва та інших галузях промисловості. У процесі переміщення стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем у металоконструкції та приводних механізмах виникають динамічні навантаження, що викликає зміну енергетичних характеристик, значення яких може набувати пікових величин, які у багатьох випадках значно перевищують номінальні параметри системи. Динамічні навантаження виникають у період роботи коли швидкість руху мас конструктивних елементів крана-маніпулятора і швидкість руху вантажу змінюється за абсолютним значенням. Найбільші навантаження виникають у періоди несталого руху вихідної ланки приводних механізмів при пуску та гальмуванні. Значення динамічних навантажень істотно залежать від способу керування приводними механізмами.

РОЗДІЛ 1

ТЕНДЕНЦІЇ РОЗВИТКУ КРАНІВ-МАНІПУЛЯТОРІВ З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ

1.3. Типи кранів-маніпуляторів та області їх застосування

Історія і розвиток вантажопідйомних кранів-маніпуляторів досить молода [21]. Початково було створено в 60-70-х роках Великолукським машинобудівним заводом «Торфмаш» валочно-пакетувальну машину ЛП-2, яка успішно експлуатувалась майже протягом 10 років. Такі машини забезпечують достатню продуктивність та зберігають цінність порід [22].

Взявши за основу досвід створення та експлуатацію машини ЛП-2 у 70-80-х роках вітчизняні вчені та конструктори розробили та створили комплекс лісотехнічних машин маніпуляторного типу: ЛП-18, ЛП-49 (Пермське промислове об'єднання «Комунар»), валочно-пакетувальна машина ЛП-19 (Йошкар-Олинський машинобудівний завод «Лісмаш»), трелювальні машини ТБ-1 (Онежський тракторний завод) які дали змогу підвищити рівень механізації заготівельних робіт до 60–65% [23].

У 80-х роках ХХ століття відбувся інтенсивний розвиток розробок вітчизняних кранів-маніпуляторів для лісогосподарського комплексу. Проаналізувавши перспективні технології проведення лісозаготівельних робіт встановили основні параметри кранів-маніпуляторів та їх типи [24, 25].

На сьогоднішній день застосування гідравлічних маніпуляторів набуло досить широкого розповсюдження не тільки у лісозаготівельній промисловості, а й у багатьох сферах нашого існування, таких як сільське господарство, медицина, будівництво, виконанні будь-яких розвантажувально-завантажувальних робіт, монтажі та демонтажі перекриттів, машинобудуванні, підйомі монтажників у спеціальних люльках, реконструкціях будівель та пам'яток архітектури, пожежних машинах.

Крани-маніпулятори підрозділяють на шарнірно-важільний, телескопічний

та комбінований типи.

Шарнірно-важільний кран-маніпулятор складається із з'єднаних шарнірно стріли та рукояті.

Кран-маніпулятор телескопічного типу складається з декількох телескопічних рухомих ланок, а елемент конструкції рукоять – відсутня. Кран-маніпулятор комбінованого типу відносять до шарнірно-важільного. В ньому рукоять містить телескопічну секцію.

Вимоги до типів конструкцій кранів-маніпуляторів:

- Можливість та зручність технічного обслуговування та агрегатного ремонту елементів стрілової системи;
- зручне транспортування внаслідок розбирання на частини;
- зручне проведення монтажних та демонтажних робіт;
- використання різних робочих органів, що становлять комплектацію крана-маніпулятора.

Шарнірно-важільні крани-маніпулятори набули широкого використання у особливо важких процесах з потрібним моментом більше 110 кНм, у той момент коли комбіновані та телескопічні зазвичай використовують у поєднанні з різноманітними машинами для розвантажувально-завантажувальних операцій.

Для кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом висуваються такі технологічні вимоги:

- максимальний та мінімальний виліт стрілової системи;
- вантажопідйомний момент та кут повороту у горизонтальній площині;
- величина максимальної висоти підйому вантажу;
- обмеження крана-маніпулятора по власній масі;
- точність позиціонування вантажу.

Виходячи з вище перелічених вимог вчені та конструктори відшуковують можливості зменшення власної маси кранів-маніпуляторів, зменшення втомлюваності металоконструкції стрілової системи, зменшення коливань вантажу та динамічних навантажень використовуючи накопичений науково-технічний досвід.

1.4. Сучасний технічний рівень навантажувально-розвантажувальних кранів-маніпуляторів

Виліт стрілової системи, власна маса металоконструкції та показники надійності використовують для оцінки технічного рівня кранів маніпуляторів відповідно до їх типорозмірного ряду, який визначається вантажним моментом [21].

Маса крана-маніпулятора створює питомий тиск на ґрунт. Збільшення вильоту стрілової системи, при рівноцінних умовах, зберігає родючий шар ґрунту. Для цього застосовують спеціальні колісні трактори, вантажні автомобілі на яких встановлено крани-маніпулятори з вильотом стрілової системи від 8 м і більше.

При визначенні вантажного моменту та максимального вильоту стрілової системи такий показник, як маса, залежить від конструктивного виконання крана-маніпулятора та застосування якісних матеріалів для його виготовлення, а також виготовлення гідравлічного приводу та обладнання.

Надійність крана-маніпулятора з гідравлічним приводом залежить від надійності окремих вузлів та деталей які входять в його конструкцію. Робота кранів-маніпуляторів залежить від силових, кліматичних та температурних впливів та професіоналізму експлуатаційного персоналу. Передбачені технічними умовами показники надійності, що застосовуються до кранів-маніпуляторів необхідно обов'язково підтверджувати експериментальними та експлуатаційними випробовуваннями. Процес випробовування у умовах експлуатації кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом є довготривалим, внаслідок якого в конструкції кранів-маніпуляторів можуть виникнути значні недоліки. Тому, раціонально проводити експериментальні випробовування та дослідження для визначення показників надійності та підтверджувати їх в умовах експлуатації.

Внаслідок використання методів оптимального проектування та наукових досліджень забезпечується високий технічний рівень:

- підвищення надійності металоконструкції крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за рахунок використання методів розрахунку, які

забезпечать визначення діючих навантажень у процесі переміщення вантажу;

- правильний підбір якісних матеріалів для виготовлення металоконструкцій кранів-маніпуляторів, відповідно до умов їхньої експлуатації;
- забезпечення високої якості зварних з'єднань;
- покращення методів експериментальних випробувань та теоретичних досліджень для визначення діючих динамічних навантажень та їх порівняння;
- оптимізації кінематичних параметрів приводних механізмів з урахуванням інерційних сил;
- використання оптимальних режимів руху забезпечують мінімальні значення динамічних навантажень;
- вдосконалення системи керування гідравлічним приводом з метою зниження дії динамічних навантажень;
- використання гідравлічних розподільників з пропорційним керуванням, що дозволяють поєднувати одночасний рух декількох ланок;
- застосування демпферних механізмів у приводних гідравлічних циліндрах крана-маніпулятора;
- застосування системи з програмним керуванням, що забезпечує переміщення вантажу по заданій траєкторії.

У таблиці А.1 (додаток А), наведено технічні характеристики кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом різних виробників.

Світова наука містить велику кількість матеріалу по проектуванню кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом, технічний рівень яких залежить від оптимальної кінематичної схеми, якості методів розрахунку металоконструкції стрілової системи, технології виробництва, застосування якісних комплектуючих механізмів та підбір системи керування.

Питанням оптимального проектування металоконструкції та системи керування кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом присвячені роботи багатьох вчених, серед яких: К. М. Барінова, В.А. Александрова, Ю.Ю. Герасимова, В.Н. Андрєєва, С.П. Дорохова, Г.В. Каршева, В.І. Тимошенко, С.М. Кошуба, П.М. Мазуркина та інші [26...53].

Але залишаються недостатньо вивчені оптимальні режими руху кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом, динамічний аналіз зміни приводних зусиль для окремих ланок стрілової системи, як для почергового переміщення так і одночасного переміщення декількох ланок. Недостатньо вивчено питання оптимальних режимів руху для зменшення коливання вантажу на кінці стрілової системи.

Висновки за розділом

За результатами проведеного аналізу існуючих конструктивних виконань стрілової системи кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом та досліджень літературних джерел зроблено наступні висновки:

- Проведений огляд наявних недоліків у кранах-маніпуляторах з гідравлічним приводом показав, що підвищення ефективності їх використання напряду залежить від умов їх експлуатації, насамперед від вибору оптимальних режимів руху ланок стрілової системи, одночасного переміщення декількох ланок стрілової системи та збільшення точності позиціонування вантажу.
- існуючі методи розрахунку кранів-маніпуляторів не дають можливості зменшити динамічні навантаження не зменшуючи продуктивність машини, а також оптимізувати режими руху ланок стрілової системи.
- існуючі методи оптимізації для кранів-маніпуляторів не вміщують в собі пошук оптимальних режимів руху ланок стрілової системи за динамічними критеріями;
- сучасні системи керування гідравлічними механізмами приводу ланок стрілової системи являють собою програмне керування, що побудоване на основі регульованого гідравлічного приводу та дає можливість реалізувати оптимальний режим руху вихідних ланок механізмів приводу. Проте їх застосування потребує значних затрат.

РОЗДІЛ 2

АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

2.5. Математична модель динаміки переміщення стрілової системи з вантажем

Провівши аналіз існуючих кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом виявлено, що найпоширенішою є конструкція стрілової системи з шарнірно-зчленованими ланками та комбінованим кутовим та лінійним їхнім переміщенням. Для проведення динамічного аналізу та оптимізації режимів руху переміщення ланок стрілової системи з вантажем в процесі зміни вильоту розглянуто кран-маніпулятор виробництва «ВЕЛМАШ», моделі ОМТЛ-70-02 [157]. Загальний вигляд та розміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора зображено на рис. 2.1.

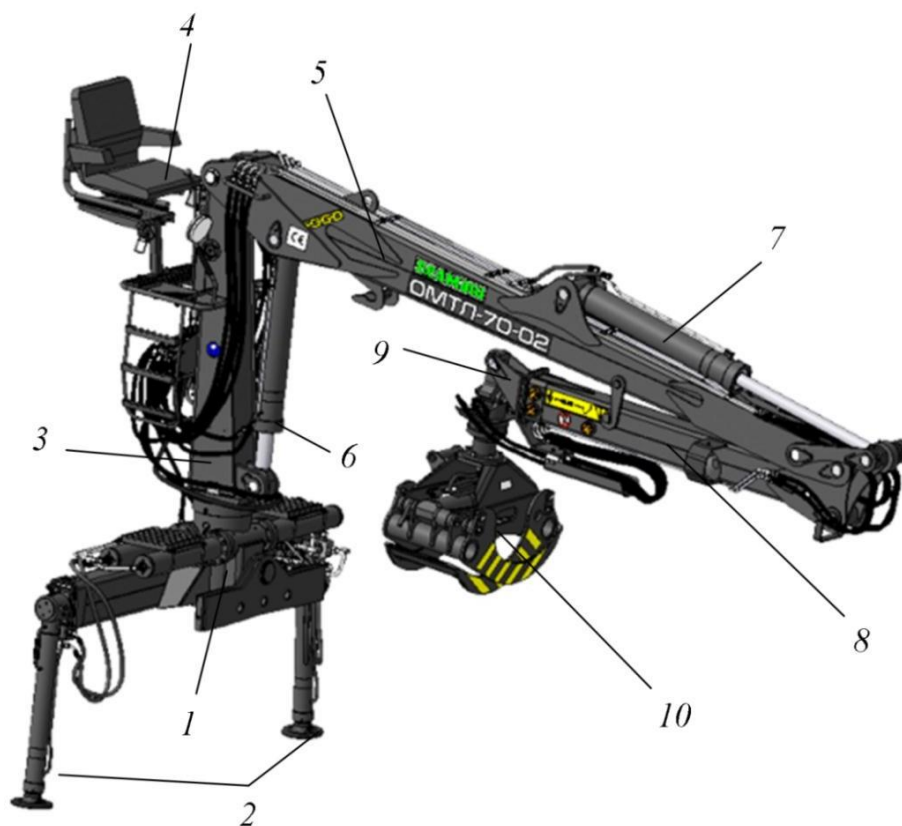


Рис. 2.1. Загальний вигляд крана-маніпулятора моделі ОМТЛ-70-02

Кран-маніпулятор, наведений на рис 2.1, складається з таких основних елементів: 1 – опорно-поворотний механізм з приводними гідравлічними циліндрами; 2 – аутригери; 3 – стійка; 4 – пост керування; 5 – стріла; 6 – гідравлічний циліндр приводу стріли; 7 – гідравлічний циліндр приводу рукояті; 8 – рукоять, в порожнині якої встановлено гідравлічний циліндр приводу телескопічної секції; 9 – телескопічна секція; 10 – грейферний захват з ротатором.

Для переміщення елементів стрілової системи крана-маніпулятора застосовується об'ємний гідравлічний привід. На рис. 2.2 зображено схему гідравлічної системи крана-маніпулятора моделі ОМТЛ-70-02 [157].

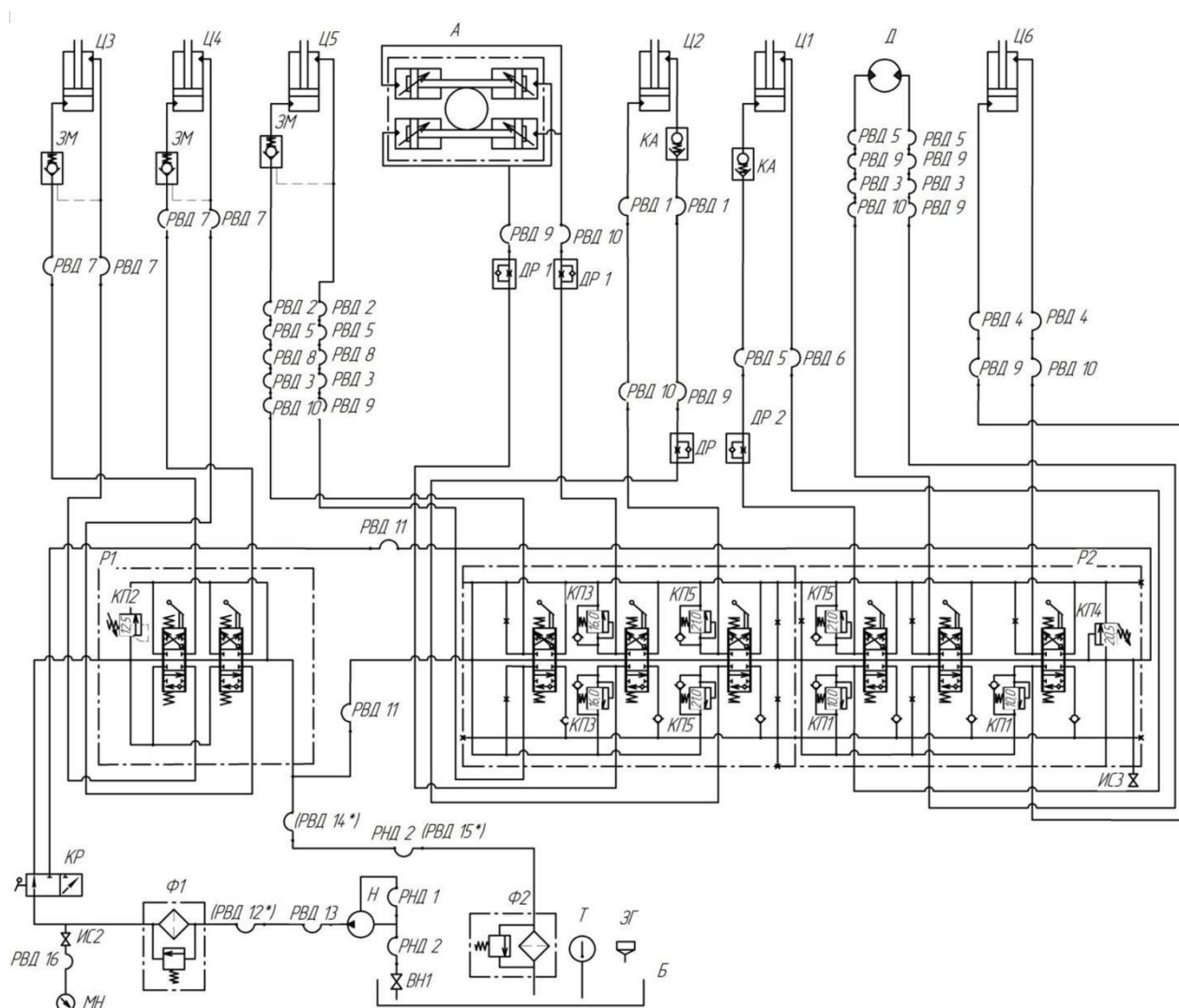


Рис. 2.2. Гідравлічна схема крана-маніпулятора моделі ОМТЛ-70-02

Гідравлічна схема, що зображена на рис. 2.2, включає в себе такі елементи та позначення: Б – бак з робочою рідиною; ВН1 – зворотній клапан; Д – ротатор;

ДР, ДР1, ДР2 – дроселі; *ЗГ* – заливна горловина; *ЗМ* – гідравлічні замки; *КП1...КП5* – запобіжні клапани; *КР* – кран гідравлічний; *МН* – манометр; *Т* – термометр; *КА* – клапан аварійний; *Н* – гідравлічний насос; *Р1* – двосекційний гідравлічний розподільник; *Р2* – шестисекційний гідравлічний розподільник; *Ф1* – фільтр напірний; *Ф2* – фільтр зливний; *А* – опорно-поворотний механізм; *Ц1* – гідравлічний циліндр приводу стріли; *Ц2* – гідравлічний циліндр приводу рукояті; *Ц3, Ц4* – гідравлічні циліндри аутригерів; *Ц5* – гідравлічний циліндр грейферного захвату; *Ц6* – гідравлічний циліндр телескопічної секції; *РВД1 ... РВД16* – рукава високого тиску; *РНД1, РНД2* – рукава низького тиску.

Принцип роботи та керування елементами крана-маніпулятора ОМТЛ-70-02 здійснюється наступним чином.

Гідравлічним насосом *Н* робоча рідина з баку *Б* подається через рукава високого тиску *РВД13* до напірного фільтра *Ф1* та гідравлічного крану *КР*. В залежності від положення гідравлічного крану *КР*, потік робочої рідини подається до двосекційного гідравлічного розподільника *Р1* або шестисекційного гідравлічного розподільника *Р2*. При нейтральному положенні золотників гідравлічних розподільників *Р1* та *Р2* робоча рідина безпосередньо через рукава низького тиску *РНД2* потрапляє до зливного фільтру *Ф2* та в подальшому надходить в бак *Б*.

Захист гідравлічного насоса від перевантаження здійснюється за допомогою запобіжних клапанів *КП1...КП5*.

Гідравлічний розподільник *Р1* встановлений на опорно-поворотному механізмі *1* (рис 2.1). Перемиканням золотників гідравлічного розподільника *Р1* здійснюється керування гідравлічними циліндрами аутригерів *Ц3, Ц4*. Для забезпечення саморозвантаження гідравлічних циліндрів аутригерів *Ц3, Ц4* їх поршневі камери запираються гідравлічними замками *ЗМ*.

Гідравлічний розподільник *Р2* встановлений на посту керування *4* (рис 2.1). В залежності від величини переміщення золотників гідравлічного розподільника *Р2* здійснюється керування положенням та швидкістю переміщення гідравлічними циліндрами опорно-поворотного механізму *А*; гідравлічним

циліндром приводу стріли *Ц1*; гідравлічним циліндром приводу рукояті *Ц2*; гідравлічним циліндром приводу телескопічної секції *Ц6*; гідравлічним циліндром грейферного захвату *Ц5* та ротатором *Д*.

Для зниження швидкості опускання стріли та рукояті в гідравлічних лініях циліндрів *Ц1* та *Ц2* встановлено дроселі *ДР2* та *ДР*. Для запобігання падіння вантажу та елементів металоконструкції в гідравлічних циліндрах *Ц1* та *Ц2* встановлено аварійні клапани *КА*.

Контроль тиску в напірній лінії здійснюється за допомогою манометра *МН*, а контроль температури робочої рідини, термометром *Т*.

Технологічний процес розвантажувально-завантажувальних робіт розглянуто в площині зміни вильоту стрілової системи з вантажем. Вантаж закріплений на жорсткому шарнірному підвісі та здійснює відхилення від вертикалі лише в площині зміни вильоту. При цьому положення і орієнтація ланок стрілової системи крана-маніпулятора та вантажу описані через положення і орієнтацію системи координат, зв'язану з вантажем по відношенню до інерціальної, базової системи координат [1].

Для дослідження динаміки зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем розроблено динамічну модель [9].

Кран-маніпулятор, наведений на рис. 2.1, має складне конструктивне виконання зі значною кількістю геометричних характеристик та властивостей матеріалу металоконструкції ланок стрілової системи, а також елементів гідравлічного приводу та інших показників, тому для проведення динамічного аналізу зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем розроблено динамічну модель.

В розробленій динамічній моделі прийнято наступні припущення: вважаємо, що усі ланки стрілової системи є абсолютно тверді тіла, а вантаж здійснює колювання на жорсткому шарнірному підвісі в площині зміни вильоту стрілової системи крана-маніпулятора; люфти та зазори в шарнірних з'єднаннях ланок стрілової системи та механізмах приводу відсутні; маси гідравлічних циліндрів приводу рукояті та телескопічної секції включено відповідно до мас

стріли та рукояті, а маса металокопструкції телескопічної секції, за умови її неробочого стану включена до маси рукояті; центри мас ланок стрілової системи та вантажу співпадають відповідно з їх геометричними центрами; тертя в рухомих шарнірних елементах і в'язке тертя рідини в гідравлічній системі не враховуємо; стисливість робочої рідини в елементах гідравлічного приводу також не враховуємо [9].

Динамічну модель стрілової системи крана-маніпулятора представлено як голономну механічну систему з чотирма ступенями вільності, які визначаються кутовими положеннями стріли та рукояті, лінійним положенням телескопічної секції та кутовим відхиленням вантажу від вертикалі (рис. 2.3).

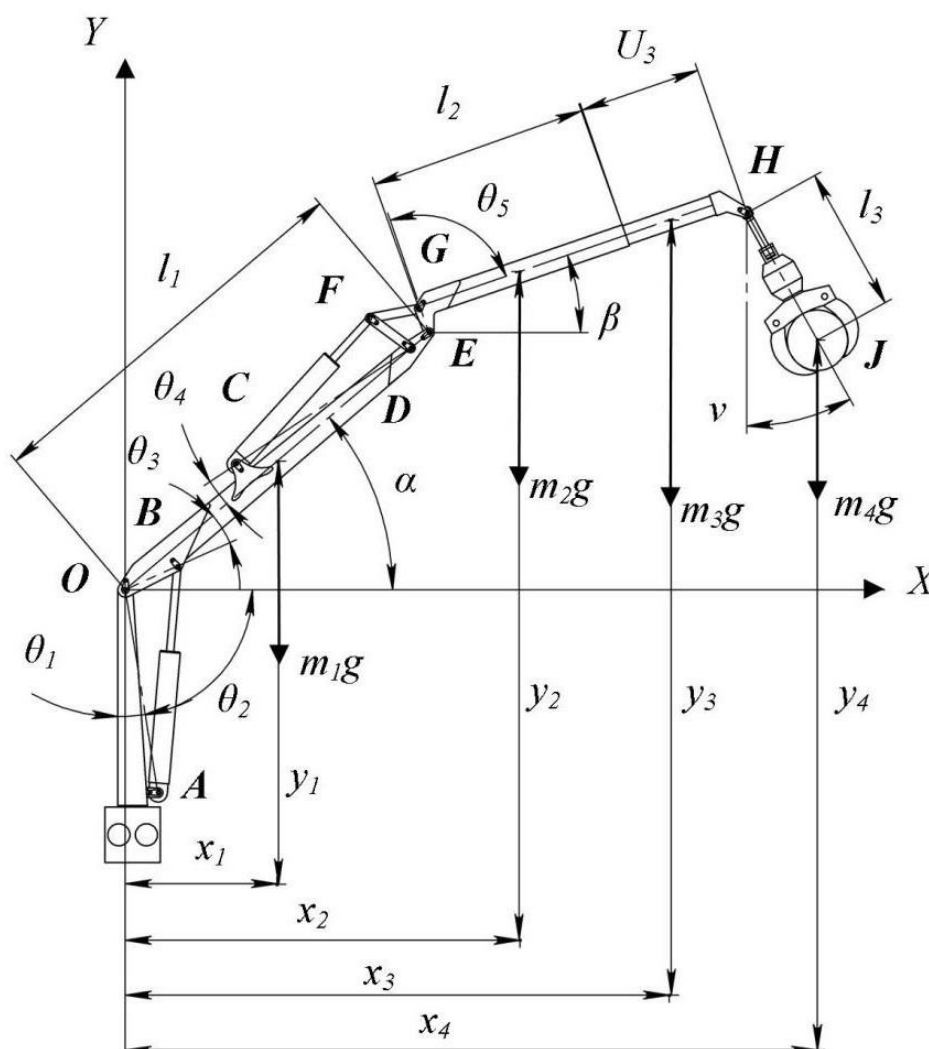


Рис. 2.3. Динамічна модель крана-маніпулятора

На рис. 2.3 наведено такі позначення: l_1 – довжина стріли ($l_1 = 4\text{ м}$); l_2 –

довжина рукояті ($l_2 = 2,1\text{м}$); l_3 – довжина шарнірного підвісу ($l_3 = 0,8\text{м}$); m_1, m_2, m_3, m_4 – маси відповідно стріли, рукояті, телескопічної секції та вантажу ($m_1 = 500\text{кг}$, $m_2 = 155\text{кг}$, $m_3 = 65\text{кг}$, $m_4 = 500\text{кг}$); $\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_5$ – кути, що утворені геометричними параметрами елементів стрілової системи та приводних гідравлічних циліндрів крана-маніпулятора ($\theta_1 = 0,192\text{рад}$, $\theta_2 = 1,378\text{рад}$, $\theta_3 = 0,384\text{рад}$, $\theta_4 = 0,157\text{рад}$, $\theta_5 = 1,57\text{рад}$); x_1, x_2, x_3, x_4 – горизонтальні координати центрів мас стріли, рукояті, телескопічної секції та вантажу; y_1, y_2, y_3, y_4 – вертикальні координати центрів мас відповідно стріли, рукояті, телескопічної секції та вантажу. За узагальнені координати прийнято кутові координати α, β , відповідно положення стріли та рукояті, кутову координату відхилення вантажу від вертикалі ν та лінійну координату положення телескопічної секції U_3 .

Координати центрів мас ланок стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем виражаються через узагальнені координати:

- для стріли:

$$\begin{cases} x = l_1 \cos(\alpha); \\ y_1 = \frac{l_1}{2} \sin(\alpha); \end{cases} \quad (2.1)$$

- для рукояті:

$$\begin{cases} x_2 = l_1 \cdot \cos(\alpha) + \frac{l_2}{2} \cos(\beta); \\ y_2 = l_1 \cdot \sin(\alpha) + \frac{l_2}{2} \sin(\beta); \end{cases} \quad (2.2)$$

- для телескопічної секції:

$$\begin{cases} x = l \cdot \cos(\alpha) + \left(l + \frac{U_3}{2} \right) \cdot \cos(\beta) + l \cdot \sin(\nu); \\ y = l \cdot \sin(\alpha) + \left(l + \frac{U_3}{2} \right) \cdot \sin(\beta) - l \cdot \cos(\nu). \end{cases} \quad (2.3)$$

- для вантажу:

$$\begin{cases} x_4 = l_1 \cdot \cos(\alpha) + (l_2 + U_3) \cdot \cos(\beta) + l_3 \cdot \sin(v); \\ y_4 = l_1 \cdot \sin(\alpha) + (l_2 + U_3) \cdot \sin(\beta) - l_3 \cdot \cos(v). \end{cases} \quad (2.4)$$

Диференціюючи за часом координати центрів мас ланок стрілової системи крана-маніпулятора з вантажем, знайдено залежності їхніх швидкостей та прискорень.

Для складання рівнянь руху крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту стрілової системи з вантажем використано рівняння Лагранжа другого роду [7], які для динамічної моделі, наведеної на рис. 2.3, мають наступний вигляд:

$$\begin{cases} \left| \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\alpha}} - \frac{\partial T}{\partial \alpha} = Q_{\alpha} - \frac{\partial \Pi}{\partial \alpha}; \right. \\ \left| \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\beta}} - \frac{\partial T}{\partial \beta} = Q_{\beta} - \frac{\partial \Pi}{\partial \beta}; \right. \\ \left| \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{U}_3} - \frac{\partial T}{\partial U_3} = Q_{U_3} - \frac{\partial \Pi}{\partial U_3}; \right. \\ \left| \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{v}} - \frac{\partial T}{\partial v} = Q_v - \frac{\partial \Pi}{\partial v}, \right. \end{cases} \quad (2.5)$$

де t – час; T, Π – відповідно кінетична та потенціальна енергія стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту вантажу; $Q_{\alpha}, Q_{\beta}, Q_{U_3}, Q_v$ – неконсервативні складові узагальнених сил системи, що відповідають узагальненим координатам α, β, U_3, v .

Кінетична енергія стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту визначається наступною залежністю

$$T = \frac{1}{2} J_1 \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} m \left(\dot{x}^2 + \dot{y}^2 \right) + \frac{1}{2} J_2 \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} m \left(\dot{x}^2 + \dot{y}^2 \right) + \frac{1}{2} J_3 \dot{\beta}^2 + \frac{1}{2} m \left(\dot{x}^2 + \dot{y}^2 \right), \quad (2.6)$$

де: J_1, J_2, J_3 – момент інерції відносно власних осей обертання відповідно стріли, рукояті та телескопічної секції.

Потенціальна енергія стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту визначається такою залежністю

$$\Pi = (m_1 y_1 + m_2 y_2 + m_3 y_3 + m_4 y_4) \cdot g, \quad (2.7)$$

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

З виразів (2.6) та (2.7) знайдено частині похідні від кінетичної та потенціальної енергій, що входять в систему рівнянь (2.5).

2.6. Динамічний аналіз режимів руху штока гідравлічного циліндра за різними законами зміни прохідної площі в золотниковому розподільнику

При дослідженні динаміки руху стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом потрібно знати характеристики поведінки механізмів приводу за різними законами керування. Визначення характеристики зміни прохідної площі в золотниковій парі дає можливість визначити зміну рушійних зусиль в початковий момент руху та оцінити величину динамічних навантажень, які виникають в механізмах приводу [10].

Математична модель гідравлічного циліндра двосторонньої дії побудована у вигляді одно масової динамічної системи, яка є найбільш простою в дослідженні динамічних навантажень, що виникають в гідравлічній системі об'ємного гідравлічного приводу в перехідний період руху [10].

При побудові математичної моделі процесу роботи об'ємного гідравлічного приводу (рис.2.27) та проведенні динамічного аналізу приймаємо наступні припущення:

- гідравлічний циліндр розміщений вертикально, оскільки дане розміщення притаманне більшості вантажопідйомним маніпуляторам та механізмам;
- температура, в'язкість робочої рідини, а також кількість не розчиненого повітря за період перехідного процесу залишаються незмінними;
- маси вихідної ланки, вантажу і робочої рідини в поршневій і штоковій камерах гідравлічного циліндра зосереджені в геометричних центрах мас і приведені до поршня;
- робоча рідина, яка заповнює поршкову та штокову камери гідравлічного циліндра, розглядається як стисливе середовище;
- конструктивні елементи гідравлічної системи, за виключенням трубопроводів, вважаємо абсолютно жорсткими елементами, тобто при підвищенні тиску радіальну деформацію сприймає трубопровід;
- хвильові явища, що виникають в трубопроводах не враховуємо,

вважаючи, що частота хвильових процесів на порядок перевищує частоту коливань гідравлічної системи [135].

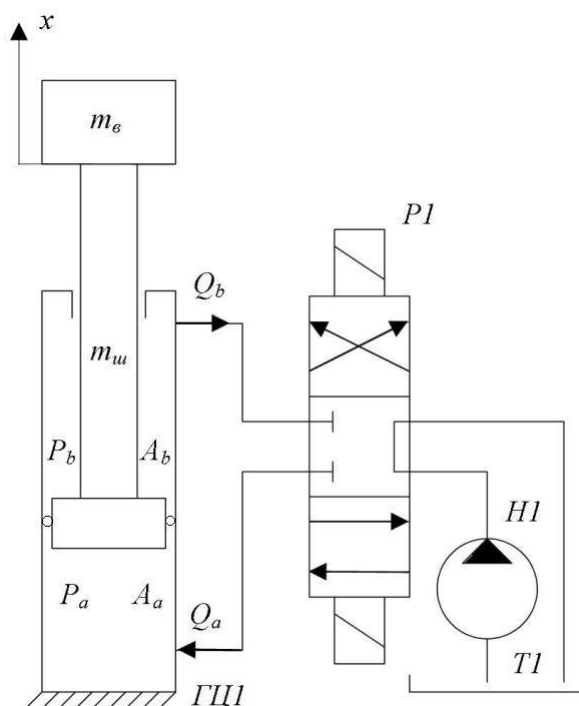


Рис. 2.27. Динамічна модель гідравлічного приводу крана-маніпулятора

На рис. 2.27 прийнято наступні позначення: ГЦІ – гідравлічний циліндр двосторонньої дії; PI – гідравлічний розподільник; HI – гідравлічний насос; TI – бак з робочою рідиною, x – координата переміщення штока гідравлічного циліндра; m_g – маса вантажу; $m_{ш}$ – маса штоку; P_a і P_b – тиск робочої рідини відповідно в поршневій та штоковій камерах гідравлічного циліндра; A_a і A_b – відповідно площа поршня зі сторони поршневої камери та площа поршня зі сторони штокової камери гідравлічного циліндра; Q_a і Q_b – витрата робочої рідини відповідно для поршневої та штокової камери гідравлічного циліндра.

Виходячи з динамічної моделі (рис.2.27) на шток гідравлічного циліндру під час його переміщення діятимуть:

- сили інерції, які виникають внаслідок переміщення мас рухомих частин, приведених до поршня гідравлічного циліндра, що рухаються з відповідною швидкістю та прискоренням;
- сили сухого тертя в ущільненнях та напрямних втулках штоку і

поршня гідравлічного циліндра;

- сили в'язкого тертя, що виникають внаслідок перетікання рідини по трубопроводах;
- статична сила ваги та динамічні сили, які виникають в гідравлічному циліндрі зі сторони поршневої та штокової камер від дії тиску робочої рідини.

Відповідно до прийнятих припущень, діючих сил та динамічної моделі (рис.2.27) згідно принципу Д'Аламбера диференціальне рівняння руху штока гідравлічного циліндра матиме наступний вигляд [10]:

$$m_{np} \frac{d^2 x}{dt^2} + B \frac{dx}{dt} = P_a \cdot A_a - P_b \cdot A_b - m_{np} \cdot g, \quad (2.28)$$

де: m_{np} – приведена маса рухомих частин та робочої рідини; x – переміщення штоку гідравлічного циліндра; B – коефіцієнт демпфування, який зв'язаний з наявністю сил в'язкого та сухого тертя; g – прискорення вільного падіння.

Зміну тиску в порожнинах гідравлічного циліндру визначаємо з рівнянь нерозривності потоку з врахуванням стискання робочої рідини в поршневій та штоковій камерах гідравлічного циліндру, а також в прилеглих елементах трубопроводу. В результаті чого будемо мати наступні залежності:

- для поршневої камери:

$$\frac{dP_a}{dt} = \frac{E_{np}}{V_a} \cdot \left(Q_a - A_a \cdot \frac{dx}{dt} \right); \quad (2.29)$$

$$V_a = V_{\min} + A_a \cdot x, \quad (2.30)$$

- для штокової камери:

$$\frac{dP_b}{dt} = \frac{E_{np}}{V_b} \cdot \left(-Q_b - A_b \cdot \frac{dx}{dt} \right); \quad (2.31)$$

$$V_b = V_{\max} - A_b \cdot x, \quad (2.32)$$

де: E_{np} – приведений модуль об'ємної пружності; V_a і V_b – відповідно початковий об'єм робочої рідини в поршневій та штоковій камерах гідравлічного циліндра з прилеглими трубопроводами; $V_{\min}$ – об'єм робочої рідини в поршневій камері та прилеглих трубопроводах при нульовому положенні поршня ($x=0$);

$V_{\max}$ – об’єм робочої рідини в штоковій камері та прилеглих трубопроводах при нульовому положенні поршня ($x = 0$).

Приведений модуль об’ємної пружності виразимо наступною залежністю [159]:

$$E_{np} = \frac{E_p}{1 + \frac{d_{mp}}{\delta} \cdot \frac{E_p}{E_m}}, \quad (2.33)$$

де: E_p та E_m – відповідно модулі об’ємної пружності робочої рідини та матеріалу трубопроводу; d_{mp} і δ – відповідно діаметр та товщина стінки трубопроводу гідравлічної магістралі.

Гідравлічний золотниковий розподільник, принцип роботи якого зображено на (рис. 2.28), розглянуто у вигляді керуючої апаратури для переміщення гідравлічного циліндра двосторонньої дії з наступними функціями:

- перерозподіл потоків робочої рідини в гідравлічній системі, відповідно подача до поршневої або штокової камер гідравлічного циліндра та відведення в бак робочої рідини від поршневої та штокової камер гідравлічного циліндра в залежності від положення золотника;
- зміна швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра в залежності від переміщення золотника відносно гільзи та утворення прохідного перерізу між кромками золотника та підвідними і відвідними каналами гільзи (рис. 2.28).

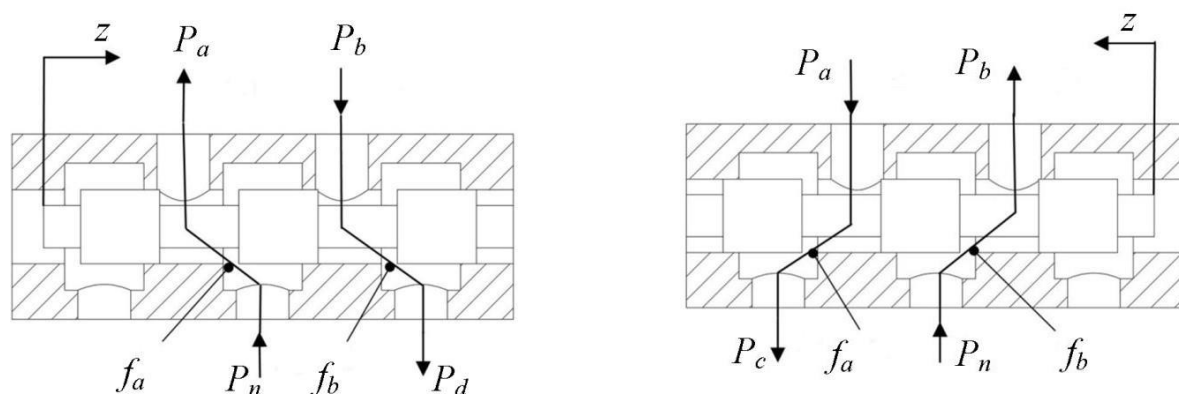


Рис. 2.28. Принцип роботи гідравлічного золотникового розподільника
Відповідно витрата рідини матиме наступний вигляд [158]:

- для підведення рідини в поршневу камеру гідравлічного циліндра:

$$Q_a = \mu \cdot f_a \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_n - P_a|}; \quad (2.34)$$

- для відведення рідини із штокової камери гідравлічного циліндра:

$$Q_b = \mu \cdot f_b \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_b - P_{zl}|}, \quad (2.35)$$

де: μ – коефіцієнт витрати робочої рідини в залежності від конструкції гідравлічного розподільника; f_a і f_b – площі прохідного перерізу, що утворені між кромкою ущільнюючого пояску золотника та гільзою; ρ – об’ємна маса робочої рідини; P_n – тиск робочої рідини, що створюється гідравлічним насосом; P_{zl} – тиск робочої рідини в зливній магістралі.

Для визначення величини коефіцієнта демпфування представимо його у вигляді суми двох коефіцієнтів [159]:

$$B = F_z + F_m, \quad (2.36)$$

де: F_z – питома сила гідравлічного супротиву, що викликана тертям робочої рідини в елементах трубопроводу; F_m – питома сила сухого тертя в ущільненнях та направляючих втулках відповідно штоку і поршня гідравлічного циліндра.

Силу гідравлічного супротиву, яка викликана тертям робочої рідини в елементах трубопроводу, знайдемо з наступної залежності [159]:

$$F_z = \frac{4 \cdot \frac{\lambda \cdot \text{Re}}{2} \cdot \mu_o \cdot l_m \cdot A_b}{\pi \cdot d_m^4}, \quad (2.37)$$

де: μ_o – динамічна в’язкість робочої рідини; l_m – довжина трубопроводу; λ – коефіцієнт гідравлічного тертя, який для різних режимів дорівнює:

- для ламінарного режиму [159]:

$$\lambda = \frac{37,5 \frac{dx}{dt}}{V_p \cdot d_m}, \quad (2.38)$$

де: V_p – швидкість рідини в трубопроводі.

- для перехідного турбулентного режиму $(2300 < Re < 8 \cdot 10^4)$ [159]:

$$\lambda = 0,3164 \cdot Re^{-0,25}. \quad (2.39)$$

Визначимо складові сили сухого тертя в ущільненнях та направляючих втулок штоку і поршня гідравлічного циліндра [160]

$$F_m = F_{mu} + F_{mn} + F_c, \quad (2.40)$$

де: F_{mu} – сила сухого тертя штоку; F_{mn} – сила сухого тертя поршня; F_c – сила, яка виникає внаслідок перетікання робочої рідини з протилежної камери гідравлічного циліндра в бак.

$$F_{mu} = \mu_m \cdot \pi \cdot d_u \cdot b(n \cdot p_k + P_b), \quad (2.41)$$

де: μ_m – коефіцієнт тертя ущільнюючих манжет по робочих поверхнях; d_u – діаметр штоку; b – ширина контакту ущільнюючих кілець; n – кількість ущільнюючих кілець; p_k – початковий питомий тиск кільця на робочі поверхні.

$$F_{mn} = \mu_m \cdot \pi \cdot d_y \cdot b(n \cdot p_k + P_a), \quad (2.42)$$

де: d_y – діаметр циліндра.

$$F_c = P_{3l} \left[\frac{\pi \cdot d_u^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_{ui}^2}{4} \right]. \quad (2.43)$$

Таким чином, залежності (2.28) – (2.43) дозволяють описати динаміку роботи гідравлічного циліндра двохсторонньої дії, а залежності (2.28) – (2.35) виступають основними рівняннями математичної моделі об'ємної гідравлічної системи.

Для розв'язку рівняння руху штоку гідравлічного циліндра та дослідження динаміки переміщення штоку гідравлічного циліндра з вантажем прийнято, що зміна прохідного перерізу f_a і f_b в золотниковому гідравлічному розподільнику змінюється за такими залежностями:

- за лінійною залежністю:

$$f_a \max \cdot \frac{t}{\Delta t}; \quad f_b \max \cdot \frac{t}{\Delta t}; \quad (2.44)$$

- за параболічною залежністю:

$$f_a \max \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2}; \quad f_b \max \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2}; \quad (2.45)$$

- за S подібною залежністю:

$$f_a \max \cdot \left(\frac{6 - 8 \cdot t}{\Delta t} + \frac{3 \cdot t^2}{\Delta t^2} \right) \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2}; \quad f_b \max \cdot \left(\frac{6 - 8 \cdot t}{\Delta t} + \frac{3 \cdot t^2}{\Delta t^2} \right) \cdot \frac{t^2}{\Delta t^2}; \quad (2.46)$$

де t – час переміщення штоку, с; Δt - час переміщення золотника, с.

Приведену масу визначимо з врахуванням зміни маси робочої рідини в штоковій порожнині. Тоді отримаємо:

$$m_{np} = m_g + m_{uu} + V_b \cdot \rho. \quad (2.47)$$

Для розв'язку рівняння руху штоку гідравлічного циліндра приймемо такі вихідні параметри гідравлічного приводу крана-маніпулятора [10]:

$$\begin{aligned} &\text{Робоча рідина марки МГЕ-46В, } m_g = 15000 \text{ кг; } m_{uu} = 41 \text{ кг;} \\ &A_a = 0,012265625 \text{ м}^2; \quad A_b = 0,007241625 \text{ м}^2; \quad P_n = 20 \cdot 10^6 \text{ Па; } P_{3л} = 1 \cdot 10^6 \text{ Па;} \\ &E_p = 1,3 \cdot 10^8 \text{ Па; } E_m = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па; } d_m = 1,2 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2; \quad \delta = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; \quad \rho = 850 \text{ кг/м}^3; \\ &l_m = 0,5 \text{ м; } d_{uu} = 0,08 \text{ м; } d_u = 0,125 \text{ м; } f_a \max = f_b \max = 1,45 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2; \quad t = 2 \text{ с;} \\ &\Delta t = 0,25 \text{ с. Початкові умови: } x[0] = 0, \quad \frac{dx}{dt}[0] = 0, \quad P_b[0] = \frac{V_b \cdot \rho \cdot g}{A_b}, \quad P_a[0] = \frac{m_{np} \cdot g}{A_a}. \end{aligned}$$

Розв'язавши рівняння руху штоку гідравлічного циліндра чисельними методами згідно прийнятих вихідних параметрах та початкових умов, отримано графічні залежності швидкості, прискорення, та зміни тисків і зусиль в поршневій та штоковій камерах під час перехідного процесу руху штоку гідравлічного циліндру двосторонньої дії для трьох різних залежностей зміни прохідного перерізу між золотником та гільзою (рис. 2.29 – рис.2.32, рис. Б.5 Додаток Б.7)

Аналізуючи та порівнюючи між собою отримані графічні залежності швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра (рис. 2.29) у відповідності до залежності зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника, можна зазначити наступне:

- за лінійною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.29 а) розгін штоку гідравлічного циліндра з

вантажем триває 0,25 с. Під час розгону виникають динамічні навантаження коливального характеру, які відповідають коливанням тиску робочої рідини (рис. 2.31 а, на проміжку $t = 0 - 0,25$ с) та прискоренню (рис. 2.30 а, на проміжку $t = 0 - 0,25$ с). В подальшому швидкість переміщення штоку має затухаючий коливальний характер, який зникає протягом 2 с. При цьому максимальне значення швидкості дорівнює $0,108 \text{ м/с}$, а мінімальне – $0,095 \text{ м/с}$. Швидкість усталеного руху становить $0,1 \text{ м/с}$;

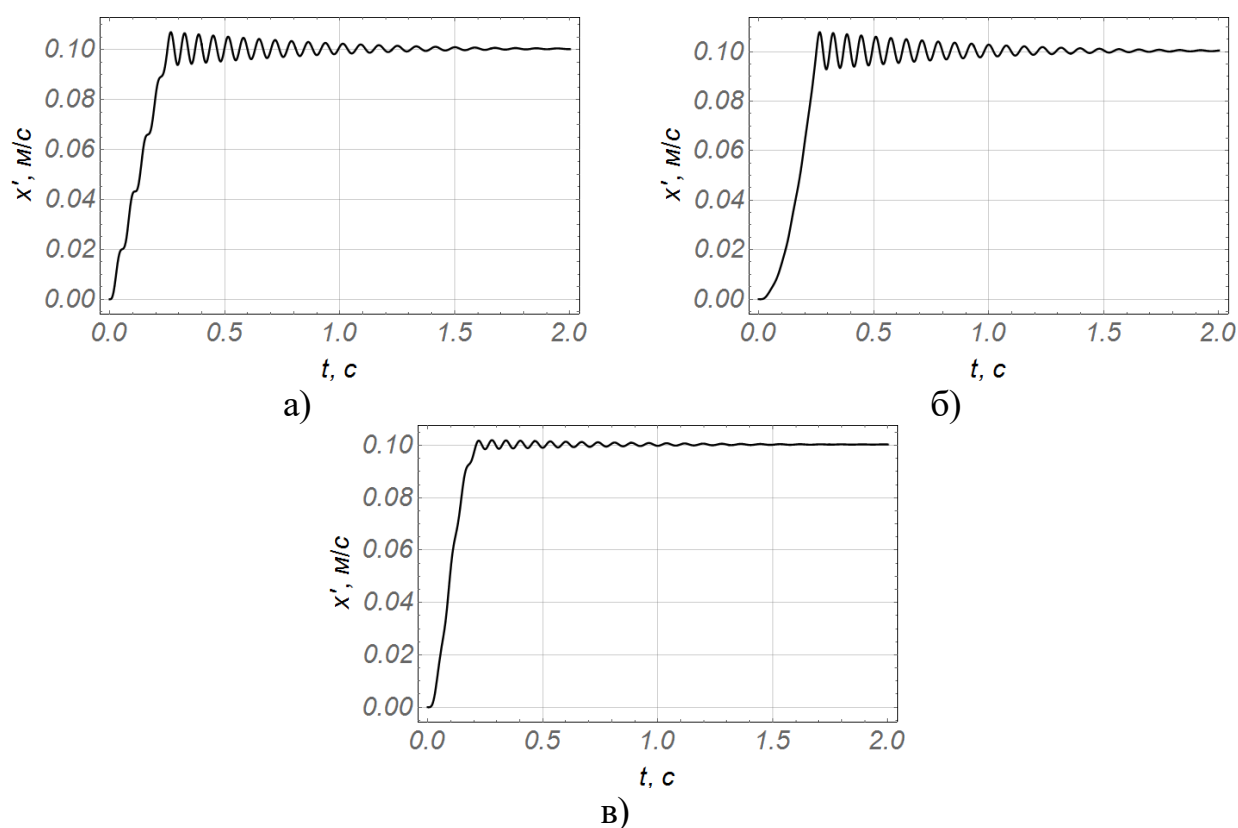


Рис. 2.29. Графіки швидкості переміщення штоку гідравлічного циліндра у відповідності до зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника:

а) за лінійною залежністю; б) за параболічною залежністю; в) за S подібною залежністю

- за параболічною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.29 б) розгін штоку гідравлічного циліндра з вантажем триває 0,25 с. Розгін штоку гідравлічного циліндра здійснюється плавно без динамічних навантажень, який відповідає графіку зміни тиску робочої рідини (рис. 2.31 б) на проміжку $t = 0 - 0,25$ с та прискоренню (рис. 2.30 б) на цьому ж

проміжку $t=0-0,25\text{с}$. В подальшому швидкість переміщення штоку має затухаючий коливальний характер, який зникає протягом 2с. Максимальне значення швидкості дорівнює $0,11\text{м/с}$, а мінімальне – $0,093\text{м/с}$. Швидкість усталеного руху становить $0,1\text{м/с}$;

- за S подібною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.30 в) розгін штоку гідравлічного циліндра з вантажем триває $0,2\text{с}$, що менше на $0,05\text{с}$, ніж за залежностями (2.44) та (2.45). Під час розгону виникають незначні динамічні навантаження, які відповідають коливанням тиску робочої рідини (рис. 2.31 в, на проміжку $t=0-0,2\text{с}$) та значному прискоренню (рис. 2.30 а, на проміжку $t=0-0,2\text{с}$). В подальшому швидкість переміщення штоку має незначні затухаючі коливання, які зникають протягом $1,3\text{с}$. При цьому швидкість усталеного руху становить $0,1\text{м/с}$.

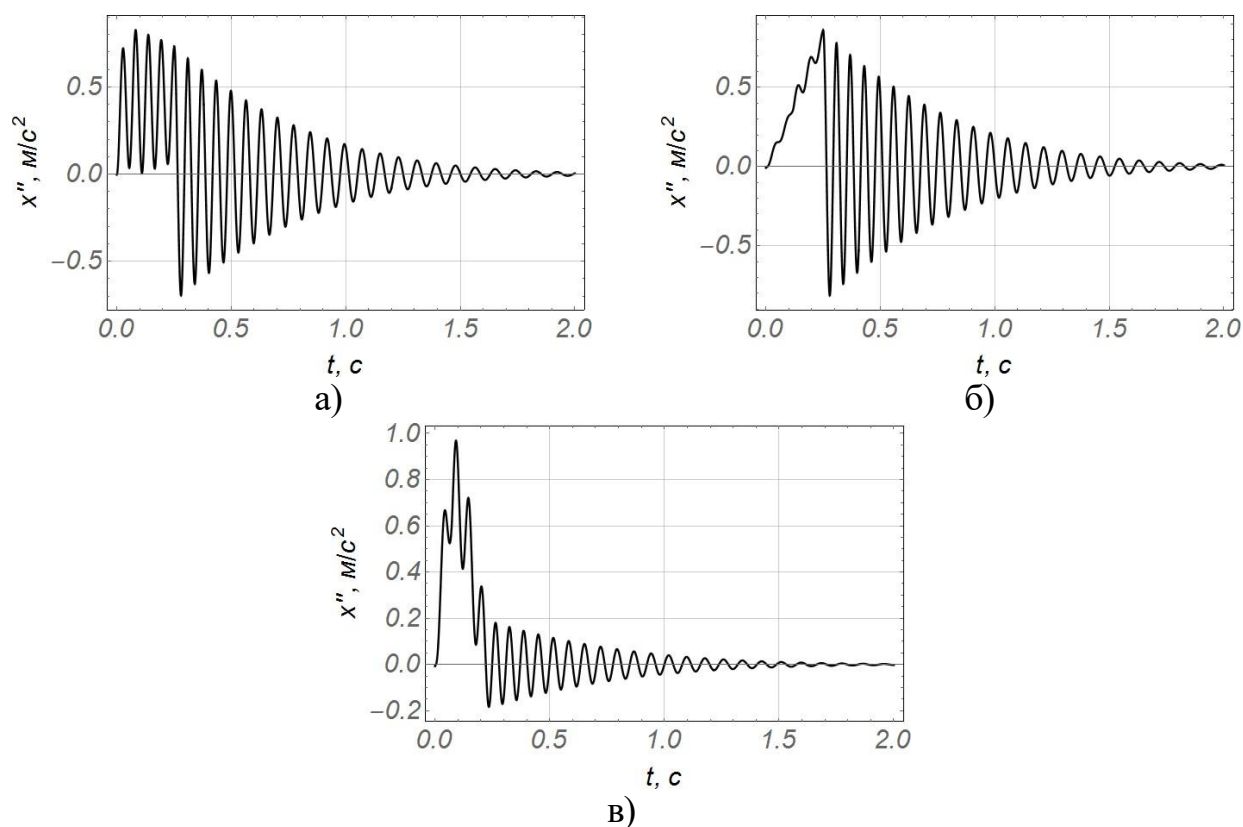


Рис. 2.30. Графіки прискорення штоку гідравлічного циліндра у відповідності до зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника:
а) за лінійною залежністю; б) за параболічною залежністю; в) за S подібною залежністю

Аналізуючи та порівнюючи між собою отримані графічні залежності прискорення штоку гідравлічного циліндра (рис. 2.30) у відповідності до залежності зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника, можна зазначити наступне:

- за лінійною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.30 а): в період розгону штоку гідравлічного циліндра ($t = 0 - 0,25c$) прискорення у період розгону супроводжується значними коливаннями та набуває максимального значення, яке становить $0,82m/c^2$. По закінченню періоду розгону штоку гідравлічного циліндра та виходу його на усталений рух ($t = 0,25c$) прискорення супроводжується коливаннями знакозмінного затухаючого характеру;

- за параболічною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.30 б): за період розгону ($t = 0 - 0,25c$) прискорення зростає рівномірно, але при цьому спостерігаються коливання. Максимального значення прискорення набуває в момент закінчення переміщення золотника ($t = 0,25c, f_a = f_a \max, f_b = f_b \max$) і становить $0,88m/c^2$. При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра ($t = 0,25 - 2c$) спостерігається коливання прискорення знакозмінного затухаючого характеру;

- за S подібною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.30 в): за період розгону ($t = 0 - 0,25c$) прискорення супроводжується коливаннями з явно вираженими максимальними піковими значеннями. Максимального значення прискорення набуває в момент часу $0,1c$ і становить $0,98m/c^2$. В момент часу $t = 0,25c$, прискорення штоку гідравлічного циліндра становить $0,195m/c^2$. При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра ($t = 0,25 - 2c$) спостерігається коливання прискорення знакозмінного затухаючого характеру. Остаточне затухання коливань відбувається у момент часу $t = 1,8c$.

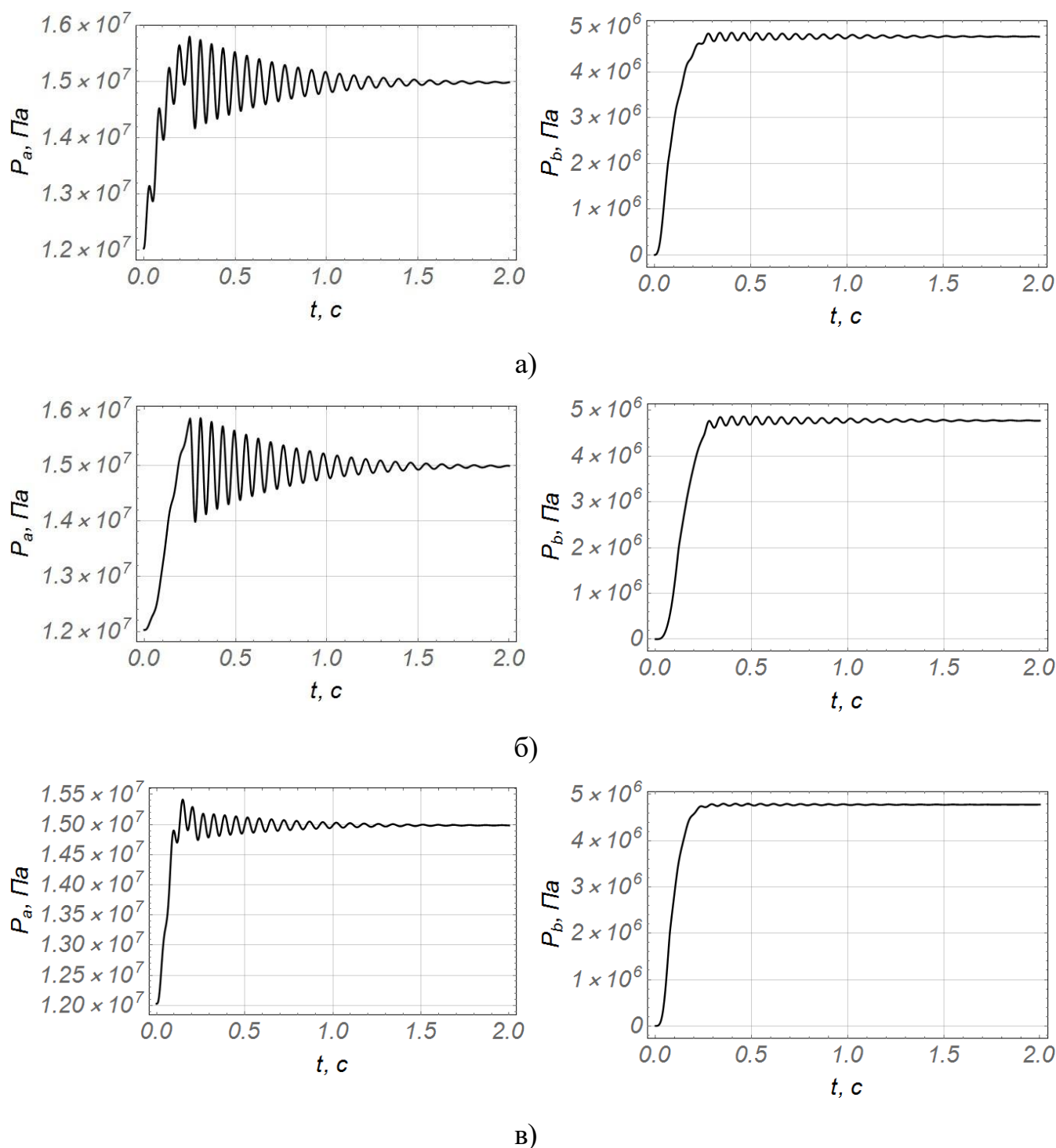


Рис. 2.31. Графіки зміни тиску в поршневій та штоковій камері гідравлічного циліндра у відповідності до зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника: а) за лінійною залежністю; б) за параболічною залежністю; в) за S подібною залежністю

Аналізуючи та порівнюючи між собою отримані графічні залежності зміни тиску в поршневій камері гідравлічного циліндра (рис. 2.31) у відповідності до

залежності зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника, можна зазначити наступне:

- за лінійною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.31 а): в період розгону штоку гідравлічного циліндра ($t = 0 - 0,25c$) виникають значні коливання тиску, які негативно впливають на режими зміни швидкості та прискорення переміщення штоку гідравлічного циліндра. В момент часу $t = 0,25c$ максимальне значення тиску становить $1,58 \cdot 10^7 \text{ Па}$. При подальшому переміщенні штоку зміна тиску супроводжується коливаннями затухаючого характеру. Це спричинено інерційною складовою рухомих мас, стисливістю робочої рідини та піддатливістю елементів гідравлічної системи. Період затухання коливань тиску при усталеному русі відбувається протягом $1,5c$. Тиск в поршневій камері в період усталеного руху становить $1,5 \cdot 10^7 \text{ Па}$;

- за параболічною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.31 б): в період розгону штоку гідравлічного циліндра ($t = 0 - 0,25c$) коливання тиску відсутні. В момент часу $t = 0,25c$, максимальне значення тиску становить $1,58 \cdot 10^7 \text{ Па}$. При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндру зміна тиску супроводжується коливаннями затухаючого характеру. Період затухання коливань тиску при усталеному русі відбувається протягом $1,5c$. Тиск в поршневій камері в період усталеного руху становить $1,5 \cdot 10^7 \text{ Па}$;

- за S подібною залежністю зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника (рис. 2.31 в): під час розгону штоку гідравлічного циліндра ($t = 0 - 0,1c$) коливання тиску відсутні. В момент часу $t = 0,1 - 0,25c$, виникають незначні коливання тиску, максимальне значення яких становить $1,54 \cdot 10^7 \text{ Па}$. При подальшому переміщенні штоку гідравлічного циліндра зміна тиску супроводжується незначними коливаннями затухаючого характеру. Тиск в поршневій камері в період усталеного руху становить $1,5 \cdot 10^7 \text{ Па}$.

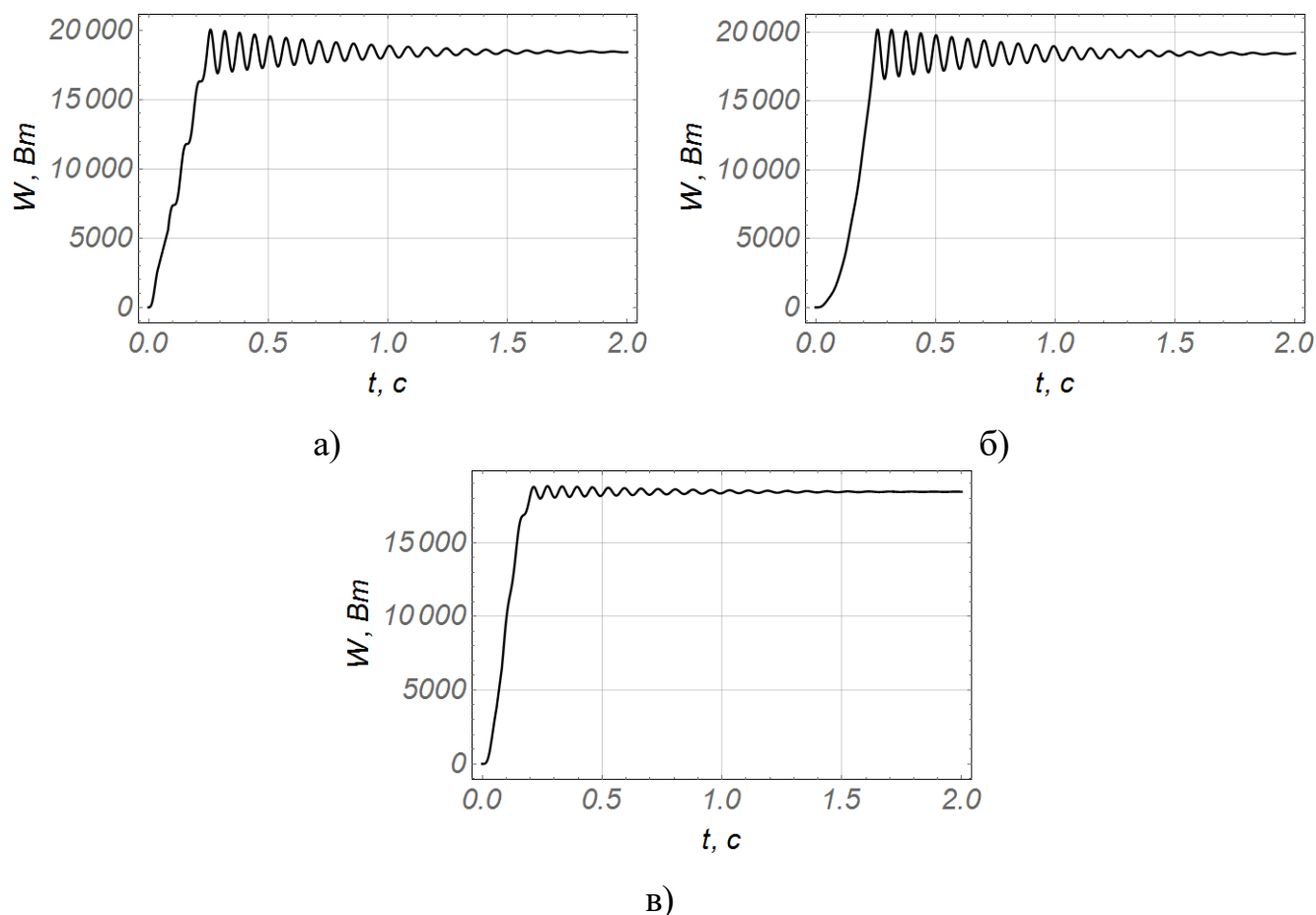


Рис. 2.32. Графічні залежності затраченої потужності для переміщення штоку гідравлічного циліндра з вантажем у відповідності до зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника: а) за лінійною залежністю; б) за параболічною залежністю; в) за S подібною залежністю

Для оцінки енергоефективності переміщення штоку гідравлічного циліндра за різними режимами руху на рис. 2.32 наведено результати затраченої потужності. Як видно, при кожному з режимів руху відбувається нерівномірне споживання енергії, що пов'язано із коливаннями тиску робочої рідини, металоконструкції стрілової системи та вантажу. Найменші коливання тиску робочої рідини спостерігаються при зміні площі прохідного перерізу золотникового розподільника за S подібною залежністю. Разом з тим, ці коливання при лінійній та параболічній залежностях зміни площі прохідного перерізу золотникового розподільника є значними, тому в кожному конкретному випадку необхідно вибирати той або інший закон зміни площі прохідного перерізу.

2.3 Конструкція експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом

Використовуючи коефіцієнти подібності геометричних, масових та силових параметрів до реального крана-маніпулятора з гідравлічним приводом, виготовлено експериментальну установку крана-маніпулятора з гідравлічним приводом (рис. 3.1).



Рис. 3.1. Розроблена експериментальна установка крана-маніпулятора з гідравлічним приводом

Металоконструкція стрілової системи експериментальної установки виготовлена із сталєних гнутих швелерів товщиною 6 мм, з легованої сталі марки 09Г2. Для шарнірного з'єднання ланок між собою та кріплення елементів приводу використано приварні елементи кріплення, які виготовлені із листової сталі товщиною 6 мм, марки 09Г2. Всі зварювальні роботи виконувались ручним напівавтоматичним електродуговим зварюванням в середовищі захищених газів. При цьому зварювальний дріт використовувався марки Св-08Г2С та газ CO_2 . Ланки стрілової системи з'єднані між собою шарнірно. Пальці шарнірів виготовлено із сталі марки сталь 45. В якості підшипників ковзання використано металополімерні втулки SKF PCM-455040-M, PCM-404440-M та PCM-353940-M. Конструктивна схема розробленої експериментальної установки крана маніпулятора зображена на рис. 3.2.

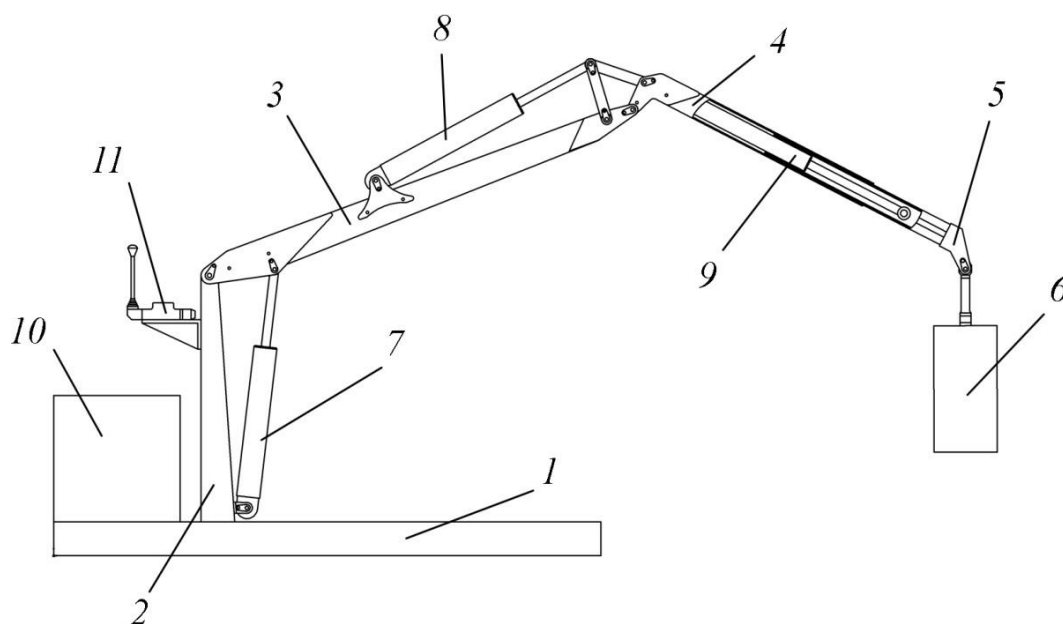


Рис. 3.2. Схема експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом.

Експериментальна установка крана-маніпулятора з гідравлічним приводом складається з основи 1, до якої прикріплено стійку 2. До стійки 2 шарнірно прикріплена підйомна стріла 3, на кінці якої шарнірно прикріплена рукоять 4. У внутрішній порожнині рукояті розміщено телескопічну секцію 5. На кінці

телескопічної секції, шарнірно на жорсткому підвісі закріплено вантаж 7. При такому кріпленні відхилення вантажу від вертикалі відбувається тільки в площині зміни вильоту стрілової системи. Привід ланок стрілової системи експериментальної установки крана-маніпулятора здійснюється за допомогою гідравлічного приводу. В якості силових механізмів виступають гідравлічні циліндри 7, 8 та 9, відповідно приводу стріли, рукояті та телескопічної секції. Подача робочої рідини відбувається від гідравлічної станції 10 яка розміщена на основі 1, а керування напрямком руху гідравлічних циліндрів та відповідно ланками стрілової системи за допомогою золотникового гідравлічного розподільника 11. В якості робочої рідини в експериментальній установці використано гідравлічну оливу МГЕ-46В ISO 6074-4-82. Гідравлічна схема експериментальної установки зображена на рис. 3.3.

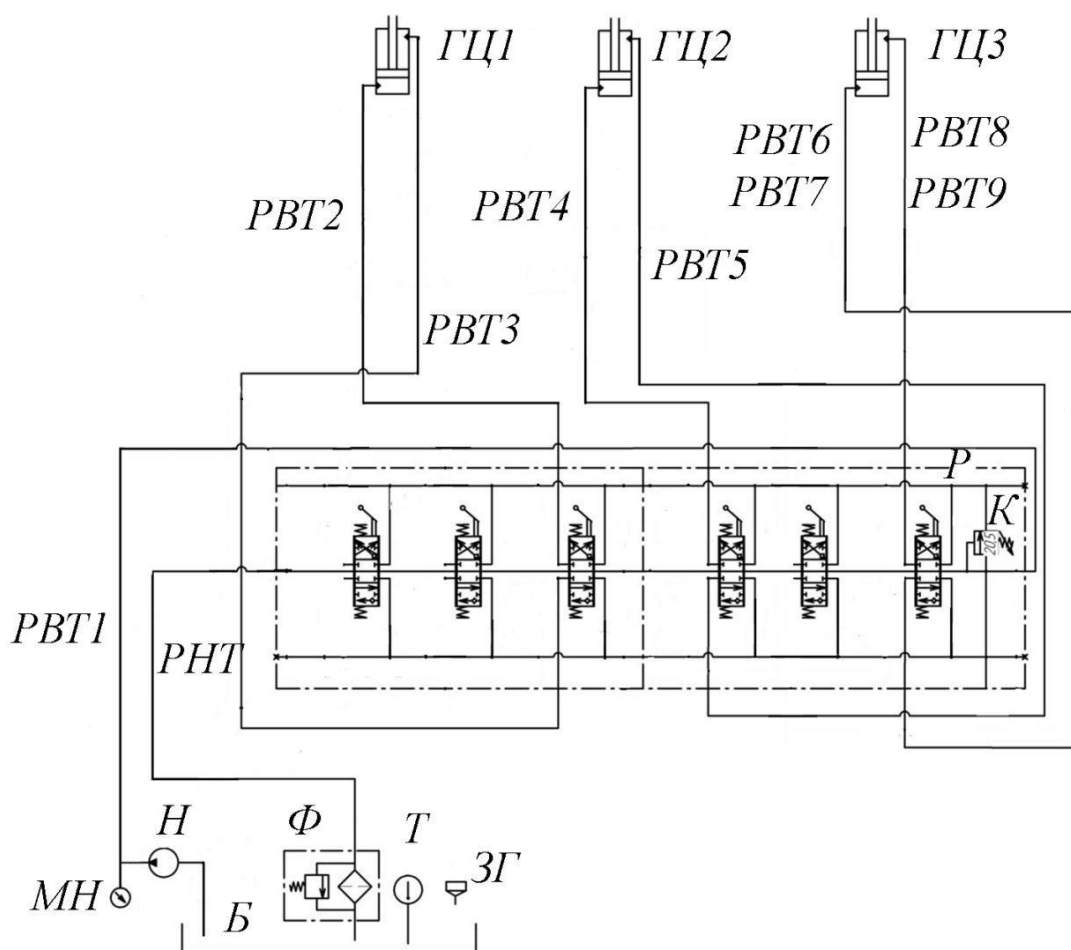


Рис. 3.3. Гідравлічна схема експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом

Гідравлічна система фізичної установки крана маніпулятора складається з бака Б, в якому розміщено зливний фільтр Ф та термометр Т. Гідравлічний насос Н нагнітає робочу рідину через рукав високого тиску РВТ1 до гідравлічного золотникового розподільника Р. Манометр МН встановлено для контролю тиску робочої рідини. Запобіжний клапан К встановлено безпосередньо в корпусі гідравлічного розподільника. Відповідно до секцій гідравлічного розподільника Р через рукава високого тиску РВТ2...РВТ9 приєднано гідравлічні циліндри приводу стріли ГЦ1, приводу рукояті ГЦ2 та приводу телескопічної секції ГЦ3. Рукав низького тиску РНТ слугує для відведення робочої рідини в бак. Перелік використаних елементів гідравлічної системи наведено в таблиця. В.3 (додаток В).

Для приводу гідравлічного насосу використано асинхронний електродвигун марки АО2-31-2У3 з номінальною потужністю 3 кВт та номінальною частотою обертання ротора 2830 об/хв. Передача потужності від електродвигуна до гідравлічного насосу виконана через поліклінопасову передачу з передаточним відношенням 2:1. Електрична схема експериментальної установки зображена на рис 3.4.

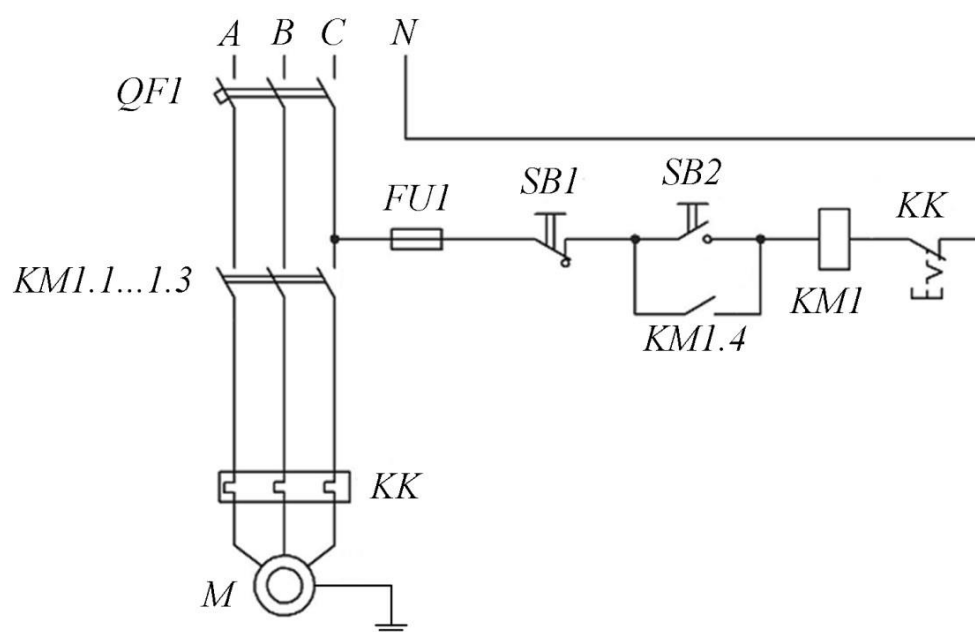


Рис. 3.4. Електрична схема експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом

В електричну схему експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом входять наступні елементи: *QF1* – автоматичний вимикач серії ВА-47-29-100010РУХЛЗ; *KM1* – електромагнітний пускач серії ПМЕ-131УХЛЗ; *SB1*, *SB2* – кнопковий пост серії ПКЕА-7222УХЛЗ; *KK* – струмове електротеплове реле серії РТЛ-1012УХЛ4; *FU1* – запобіжник типу ППТ-10 із вставкою ВТФ, для кола керування електромагнітного пускача. Проведено розрахунок та вибір пускозахисного електрообладнання для асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором згідно методики наведеної в роботі [163], та наведено в додатку В.4.

Розроблена експериментальна установка дає можливість проводити повноцінні експериментальні дослідження з визначенням кінематичних параметрів ланок та динамічних навантажень при різноманітних режимах руху стрілової системи [18].

2.4 Порівняння теоретичних та експериментальних даних при переміщенні ланок стрілової системи крана-маніпулятора

Проведено аналіз розбіжностей між теоретичними та експериментальними даними для розгону штока привідного гідравлічного циліндра приводу стріли. Для цього розглянуто кінематичні характеристики руху стрілової системи крана-маніпулятора які визначенні теоретично за таким режимом руху коли зміна прохідної площі в золотниковій парі змінюється за параболічним законом (рис. 2.29 б та рис. Б.5 б додаток Б.7), та дані отримані в ході проведення експериментальних досліджень (рис. 4.9 б та рис. 4.11 б). Для порівняння експериментальних даних експериментальної установки з теоретичними даними натурального об'єкта, отриманні експериментальні дані наведено з врахуванням коефіцієнтів подібності до натурального об'єкта.

На рис. 4.30 зображено в графічному вигляді порівняння та розбіжності між отриманими теоретичними та експериментальними даними режиму руху привідної ланки гідравлічного циліндра переміщення стріли для зміни швидкості та зусилля.

Наведена графічна залежність зміни швидкості штоку гідравлічного циліндра (рис. 4.30 а) показує, що відхилення між теоретичними та експериментальними даними за середньою швидкістю складає 9%, а відхилення за значеннями максимальної швидкості 5%. В момент розгону на проміжку часу $\Delta t = 0 - 0,5$ с максимальне відхилення швидкості становить 36%.

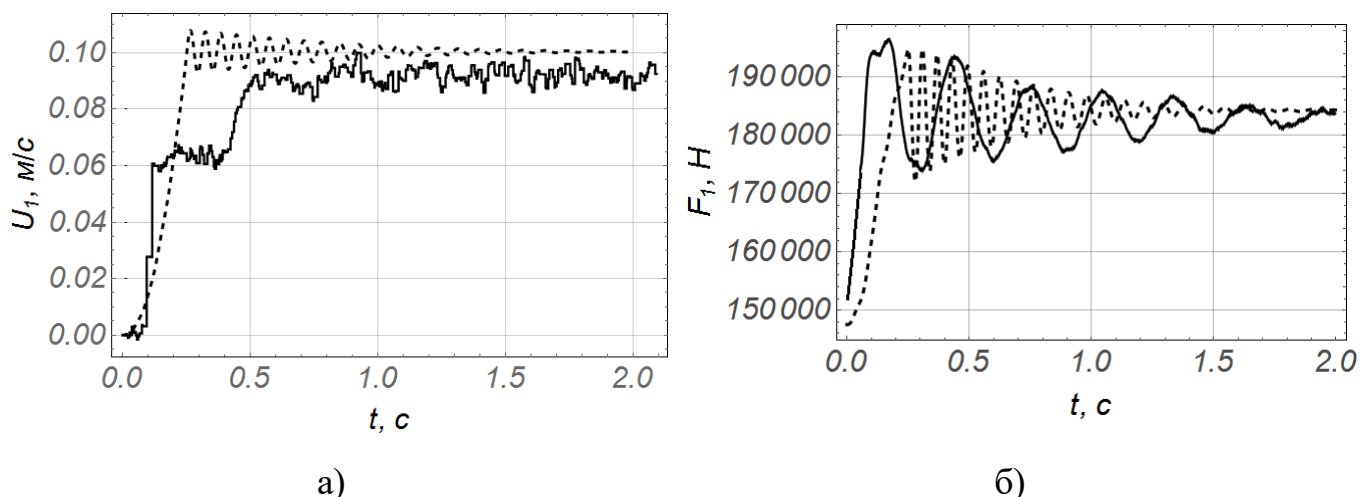


Рис. 4.30. Порівняння графічних залежностей отриманих теоретичних та експериментальних даних: - - теоретичні дані; – експериментальні дані; а) швидкість переміщення штоку гідравлічного циліндру; б) зусилля яке розвиває гідравлічний циліндр.

З графічної залежності зміни зусилля (рис. 4.30 б) видно, що максимальне значення зусилля при розгоні стрілової системи, визначеної теоретично дорівнює 194503 Н, а при експериментальних дослідженнях з урахуванням коефіцієнтів подібності, максимальне значення зусилля дорівнює 196084 Н, що на 1% більше. Відхилення за середнім значенням зусилля за теоретичними даними менше на 2%.

Наведені графічні залежності показують, що за експериментальними даними на початку руху шток гідравлічного циліндру сприймає динамічні навантаження, але при завершенні розгону та виході на усталений рух динамічна характеристика покращується про, що свідчать незначні коливання швидкості та зусилля.

Висновки до розділу

1. З отриманих експериментальних даних видно, що при зміні вильоту стрілової системи крана-маніпулятора у момент пуску, усталеного руху та гальмування відбуваються коливання вантажу, які викликають динамічні навантаження в механізмах приводу та елементах металоконструкції.

2. Визначено відхилення між теоретичними та експериментальними даними, за середньою швидкістю складає 9%, відхилення за значеннями максимальної швидкості 5%. В момент розгону максимальне відхилення швидкості становить 36%. Максимальне значення зусилля визначено теоретично дорівнює 194503 Н, а при експериментальних дослідженнях з урахуванням коефіцієнтів подібності, дорівнює 196084 Н, що на 1% більше. Відхилення за середнім значенням зусилля за теоретичними даними менше на 2%.

РОЗДІЛ 3

ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1 Моделювання виробничих небезпек та рекомендації по виконанню вимог охорони праці при роботі з краном-маніпулятором

До кранів-маніпуляторів застосовуються мінімальні вимоги охорони праці, дотримання їх може зберегти життя.

1. Секції стріли з ручним висуванням повинні мати пристрій для їхньої фіксації від самочинного руху під час роботи і транспортуванні кранів-маніпуляторів.

2. Секції стріли з ручним висуванням повинні мати пристрій для їхньої фіксації від самочинного руху під час роботи і транспортуванні кранів-маніпуляторів.

3. У здвоєних поліспадах механізмів підймання і висування секцій стріли має бути встановлений зрівняльний блок або важіль. Дозволяється застосувати як зрівняльний пристрій нерухливий сектор з профілем, що повторює рівчак канатного блоку, у цьому разі кут сектора і його розташування має забезпечувати сходження з нього каната без перегинів.

4. Кріплення гака до траверси має унеможливлювати самочинне відгвинчування гайки. Якщо стопоріння гайки здійснюється планкою, то вона повинна вкладатися в пази, профрезовані у верхній частині хвостовика гака і гайки, та фіксуватися в пазах болтом (болтами) з унеможливленням самочинного відгвинчування. Дозволяється стопоріння гайки гаків вантажопідйомністю менше 5 т здійснювати штифтами.

5. Змінні вантажозахватні органи з гідроприводом повинні мати пристрої для їх підключення до гідросистеми крана-маніпулятора.

6. Сталеві канати повинні бути перевірені розрахунком за формулою (3) цих Правил. Мінімальні коефіцієнти використання канатів (мінімальні коефіцієнти запасу міцності канатів) Z_p кранів-маніпуляторів мають відповідати коефіцієнтам.

7. Мінімальні коефіцієнти запасу міцності вантажопідймальних ланцюгів щодо руйнівного навантаження.

8. На механізмах пересування рейкових кранів-маніпуляторів мають установлюватися гальма нормально закритого типу.

9. На механізмах повертання кранів-маніпуляторів, що працюють просто неба, а також на кранах-маніпуляторах групи класифікації (режиму роботи) МЗ і вище мають бути встановлені гальма нормально закритого типу.

3.2 Безпеці праці під час виконання робіт кранами-маніпуляторами

При виконанні робіт кранами-маніпуляторами необхідно дотримуватися таких вимог безпеки:

- Вивісити на місці проведення робіт список основних переміщуються краном-маніпулятором вантажів із зазначенням їх маси. Операторам (машиністам) і стропальникам, який обслуговує крани-маніпулятори при веденні робіт, такий список повинен бути виданий на руки;

- Встановити порядок обміну сигналами між стропальником і оператором (машиністом);

- Не дозволяється опускати вантаж на автомашину, а також піднімати вантаж при знаходженні людей в кузові або кабіні автомашини. У місцях постійного навантаження вантажів на автомашини і причепи повинні бути влаштовані стаціонарні естакади або навісні площадки для стропальників. Розвантаження і завантаження піввагонів кранами-маніпуляторами не допускаються. Навантаження вантажу на автомашини та інші транспортні засоби проводиться таким чином, щоб була забезпечена можливість зручного і безпечного стропування вантажу при його розвантаженні. Завантаження та розвантаження автомашини та інших транспортних засобів слід виконувати, не порушуючи їх рівновагу;

- Переміщення вантажу не повинно проводитися при знаходженні під ним людей. Стropальник може перебувати біля вантажу під час його підйому чи опускання, якщо вантаж піднято на висоту не більше 1000 мм від рівня площадки;

- Стropовка вантажів проводиться відповідно до схем стропування. Для стропування призначеного до підйому вантажу застосовуються стропи, відповідні масі і характеру вантажу, що піднімається з урахуванням числа гілок і їх кута нахилу. Стropи загального призначення слід підбирати так, щоб кут між їх вітками не перевищувати 90 °;

- Вантаж або вантажозахватне пристрій при їх горизонтальному переміщенні повинні бути попередньо підняті на 500 мм вище що зустрічаються на шляху;
- При переміщенні крана-маніпулятора з вантажем положення стріли і навантаження на кран-маніпулятор встановлюються відповідно до керівництвом по експлуатації крана-маніпулятора;
- Опускати переміщуваний вантаж дозволяється лише на призначене для цього місце, де виключається можливість падіння, перевертання або сповзання встановлюваного вантажу. На місце встановлення вантажу попередньо укладаються відповідні підкладки для того, щоб стропи могли бути легко і без пошкодження витягнуті з-під вантажу. Встановлювати вантаж в місцях, для цього не призначених, не дозволяється. Укладання та розбирання вантажу слід проводити рівномірно, не порушуючи встановлені для складування вантажів габарити і не захаращуючи проходи;
- Не допускається знаходження людей і проведення будь-яких робіт в межах переміщення вантажів кранами-маніпуляторами;
- Після закінчення робіт або в перерві вантаж не повинен залишатися в підвішеному стані;
- При підйомі вантажу він повинен бути попередньо піднятий на висоту не більше 200-300 мм для перевірки правильності стропування та надійності дії гальм;
- При підйомі вантажу, встановленого поблизу стіни, колони, штабеля, устаткування, не допускається перебування людей (в тому числі стропальника) між вантажем, що підіймається та зазначеними частинами будинку або обладнання. Це ж вимога строго виконується і при опусканні вантажу.

Висновки до розділу 3

Під час безперервної роботи крана оператор повинен постійно стежити за його станом. При виникненні небезпеки необхідно негайно реагувати, щоб запобігти нещасному випадку. Дотримуючись перерахованих вище правил, оператор може працювати безпечно і, таким чином, не створює ризику для себе, інших працівників або навколишнього середовища.

РОЗДІЛ 4

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ КРАНА- МАНІПУЛЯТОРА З ГІДРАВЛІЧНИМ ПРИВОДОМ

4.4 Удосконалення системи керування механізмами привода крана-маніпулятора

Підвищення технічного рівня крана-маніпулятора з гідравлічним приводом можливо вибравши оптимальні конструктивні та кінематичні параметри. Досягнути суттєвого покращення показників режимів руху крана-маніпулятора з гідравлічним приводом, можливо після модернізації елементів системи керування, яка базується на таких принципах [126, 165, 166]:

- зменшення динамічних навантажень на металоконструкцію стрілової системи та системи гідравлічного приводу крана-маніпулятора;
- зменшення коливань вантажу та металоконструкції стрілової системи;
- підвищення продуктивності та ефективності розвантажувально-завантажувальних операцій;
- підвищення економічної ефективності у результаті модернізації елементів системи керування крана-маніпулятора.

Враховуючи наведені принципи розроблено рекомендації з модернізації елементів систем керування механізмами гідравлічного приводу крана-маніпулятора. Запропоновано знижувати динамічні навантаження підчас пуску, усталеного руху та гальмування вихідної ланки приводних механізмів та відповідно елементів стрілової системи шляхом застосування керованого пуску з метою забезпечення виходу стрілової системи крана-маніпулятора на встановлений режим руху з найменшими динамічними навантаженнями та мінімальними коливаннями вантажу.

Для досягнення поставленої мети запропоновано вдосконалити систему керування механізмами приводу крана-маніпулятора за рахунок зміни

геометричних параметрів гідравлічного золотникового розподільника. Це досягається тим, що гідравлічний золотниковий розподільник, який містить золотник з робочими кромками та радіальним розміщенням циліндричних проточок, який встановлений в розточений отвір корпусу з виконаними в ньому радіальними каналами розташованими від торців до центра перпендикулярно осі золотника і з'єднаними відповідно із нагнітальним, зливним, робочими і перепускними каналами. Для усунення динамічних навантажень та забезпечення умови плавного пуску та гальмування вихідних ланок приводних механізмів та відповідно ланок стрілової системи на робочих кромках золотника радіально виконані дросельні щілини перпендикулярно осі розміщення золотника в корпусі, які можуть набувати вигляду циліндричних глухих отворів (рис.5.1 а) [17], трикутної призми (рис.5.1 б) [15] або конусних виточок змінного перерізу по осі золотника (рис.5.1 в) [16].

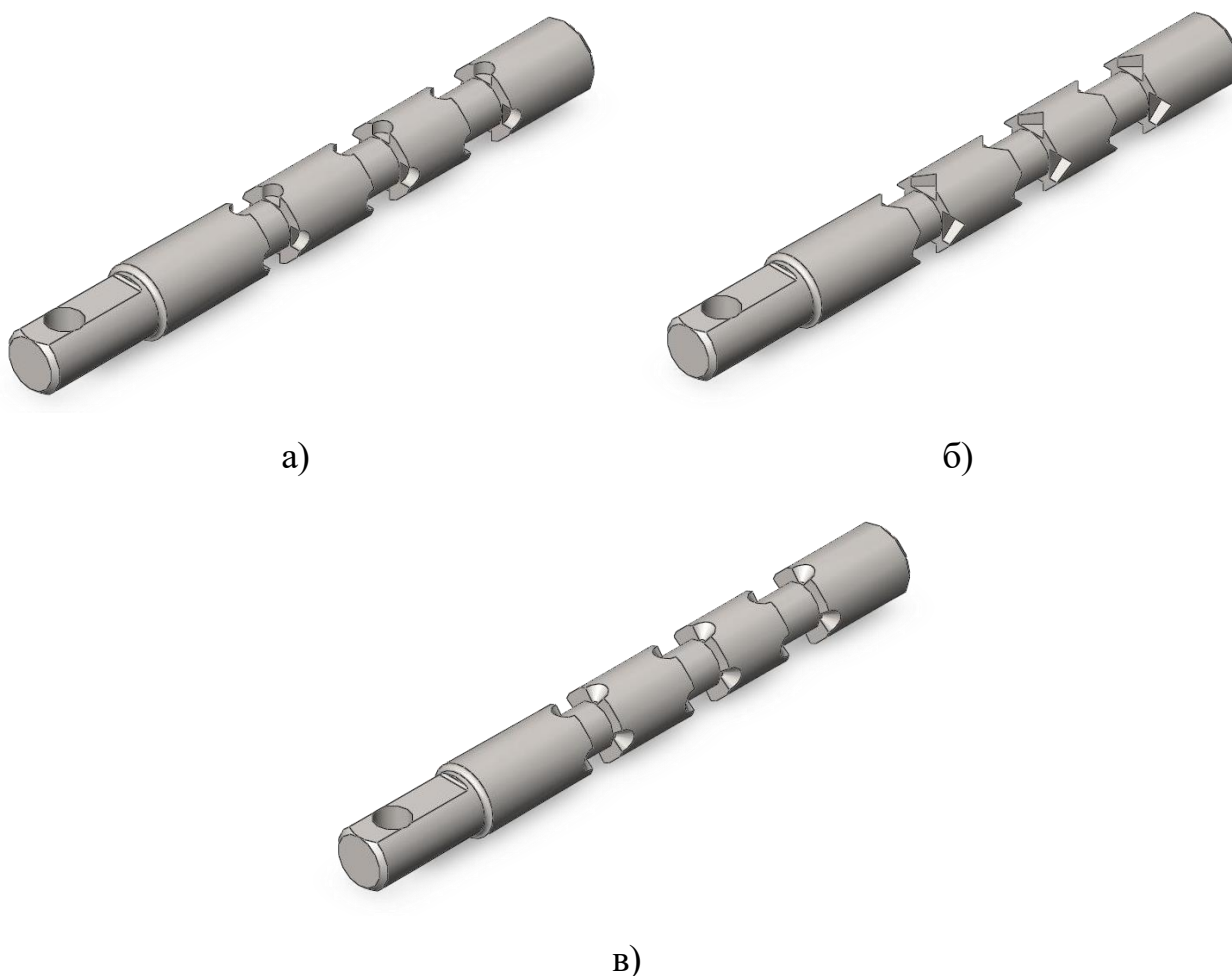


Рис. 5.1. Золотник із дросельними проточками

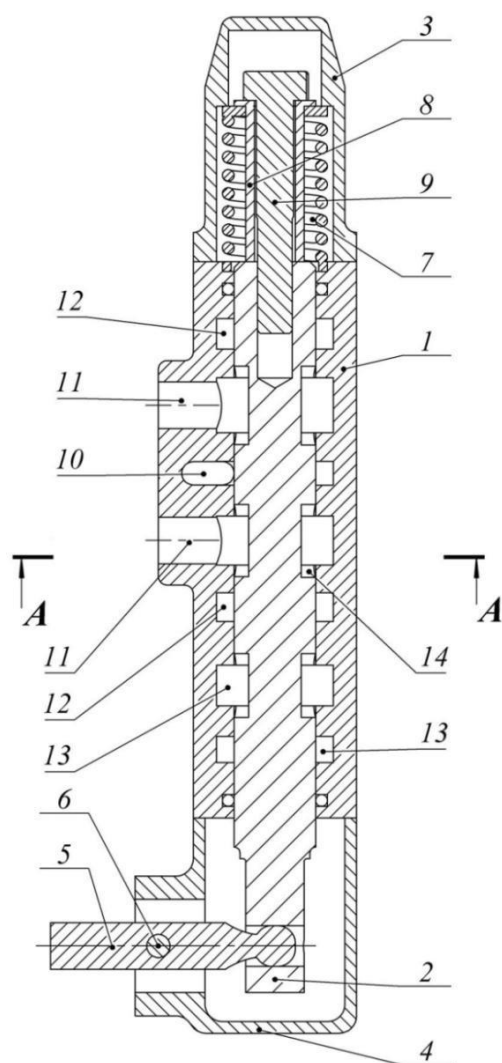


Рис. 5.2. Конструкція гідравлічного золотникового розподільника з дросельними щілинами

При роботі, завдяки виконаним на робочих кромках золотника дросельних щілин, в момент, коли він під дією керуючого сигналу почне переміщуватись відносно корпусу і відкривати нагнітальні канали, то спочатку робоча рідина буде потрапляти у робочий канал через ці дросельні щілини, які з поступовим переміщенням золотника будуть збільшувати свій прохідний переріз. При повному відкритті нагнітального каналу рідина буде потрапляти у робочий канал, напрямку минаючи дросельні щілини. Саме такий процес подавання робочої рідини в робочий канал буде створювати умову плавного пуску та гальмування і дозволить зменшити дію гідравлічного удару в приводних елементах механічної системи [15, 16, 17].

Гідравлічний золотниковий розподільник наведений на рис. 5.2. складається з корпусу 1, золотника 2, на робочих кромках якого виконані дроселюючі щілини 14. В корпусі 1 виконано проточки робочих каналів 11, нагнітальних каналів 10, зливних каналів 12 та перепускних каналів 13, які з'єднані між собою з нагнітальним каналом 10, механізму центрування, який, в свою чергу складається з пружини 7, дистанційної втулки 8 та фіксуючого гвинта 9. З торців до корпусу приєднані захисні кришки 3 та 4. В кришці 4 розміщено механізм керування положенням золотника, який складається з важеля 5, що обертається навколо вісі 6 [15, 16, 17].

Гідравлічний золотниковий розподільник працює наступним чином. При нейтральному положенні золотника 2, який утримується механізмом центрування 7, 8, та 9, відносно корпусу 1, нагнітальний канал закритий. При прикладанні зусилля до важеля керування 5 з низу до верху і відповідно переміщення золотника по його осі відносно корпусу (рис. 5.2) донизу, відбувається суміщення кромки нагнітального каналу 10, з робочими кромками золотника 2, і робоча рідина під дією тиску почне потрапляти до верхнього робочого каналу 11. Відведення рідини від робочого органу відбувається через нижній робочий канал 11 і зливний канал 12. При даній роботі гідравлічного золотникового розподільника дросельні щілини 14, будуть виконувати наступну функцію: в початковий момент, коли золотник 2 починає переміщуватись донизу відбувається суміщення кромки нагнітального каналу 10 з кромками дросельних щілин 14 і робоча рідина під дією тиску почне поступово потрапляти через дросельні щілини 14 в робочу камеру 11. З поступовим переміщенням золотника донизу він повністю відкриває робочий канал 11 і робоча рідина вже напругу потрапляє в робочий канал 11 минаючи дросельні щілини [15, 16, 17].

При знятті зусилля з важеля керування 5 золотник під дією зусилля пружини 7 повертається в нейтральне положення.

У випадку зміни напрямку прикладання зусилля до важеля керування 5 робота гідравлічного золотникового розподільника буде аналогічною.

Таким чином досягається виконання умови потрібної плавності процесу пуску та гальмування приводних елементів гідравлічного приводу механічної системи, та забезпечення зменшення негативної дії динамічних навантажень в приводних механізмах.

Запропонована система керування краном-маніпулятором при оптимальних законах руху має наступні позитивні фактори:

- скорочення часу робочого циклу крана-маніпулятора через зменшення коливань металоконструкції стрілової системи та вантажу;
- дозволяє виконувати чітке позиціонування вантажу за рахунок зменшення динамічних навантажень на металоконструкцію стрілової системи та

гідравлічного приводу;

- підвищує надійність та довговічність роботи крана-маніпулятора та його гідравлічної системи, внаслідок зменшення динамічних навантажень при перехідних режимах руху.

Запропоновані рекомендації по вдосконаленню привода гідравлічного крана-маніпулятора

4.5 Підвищення надійності роботи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за рахунок зниження динамічних навантажень

Надійність роботи гідравлічних кранів-маніпуляторів визначається навантаженнями, які виникають у процесі експлуатації. Існує декілька способів підвищення надійності приводних механізмів та елементів металоконструкції кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом [8]: підвищення механічної міцності вузлів та зварних з'єднань [16] стрілової системи крана-маніпулятора, зниження навантаження на стрілову систему та гідравлічні циліндри крана-маніпулятора, використання новітніх технологій для зниження старіння елементів конструкції. Збільшення міцності металоконструкції при застосуванні тих же марок матеріалів викликає збільшення масово-геометричних характеристик металоконструкції в цілому. Тому зменшення динамічних навантажень є раціональним шляхом підвищення надійності кранів маніпуляторів з гідравлічним приводів. Одним із найбільш поширеним способом вирішення цієї задачі є плавне керування швидкістю, тобто плавне прикладання рушійного та гальмівного зусиль. За рахунок чого, досягається обмеження величини та швидкості зміни динамічних навантажень в елементах металоконструкції стрілової системи та приводних механізмах, що також підвищить надійність та зменшить вірогідність виходу з ладу крана-маніпулятора у результаті руйнування найбільш слабких елементів та вузлів гідравлічної машини.

Конструювання та розробка нових кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом потребує врахування наступних факторів: простота конструювання та

технологічність виготовлення; застосування в конструкції стандартизованих деталей; правильність форм та розмірів деталей. Особливу роль відіграє якість матеріалів, міцність зварних з'єднань [16], точність виготовлення та складання вузлів металоконструкції. Нові конструктивні рішення кранів-маніпуляторів з гідравлічним приводом мають забезпечувати підвищення продуктивності та ефективності виконання розвантажувально-навантажувальних операцій, тому постає питання у підвищенні робочої швидкості. При цьому, підвищення робочої швидкості та одночасному зменшенні власної маси металоконструкції крана-маніпулятора вимагає застосовувати механізми керування з характеристикою плавного регулювання переміщення ланок, які нададуть змогу знизити динамічні навантаження у приводних механізмах та відповідно металоконструкції стрілової системи крана-маніпулятора.

Слабкими елементами конструкції кранів-маніпуляторів які встановлюються на вантажних автомобілях та тракторах є гідравлічний привід та зварні елементи металоконструкції, що піддаються вібраціям не лише у завантажувально-розвантажувальному процесі, а й під час руху автомобіля. Тому, для забезпечення надійності вище вказаних слабких елементів необхідно підвищити якість зварних з'єднань [16] та надійність роботи гідравлічного приводу. Підвищення ресурсу металоконструкції стрілової системи крана-маніпулятора забезпечується за рахунок роботи механізмів приводу за оптимальними режимами руху, які дозволяють зменшити динамічні навантаження.

Отримані у другому розділі оптимальні закони руху вихідних ланок механізмів приводу стрілової системи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом та отримані у четвертому розділі результати проведених експериментальних досліджень, дали можливість підвищити плавність рухів ланок стрілової системи внаслідок зниження динамічних навантажень. Покращити кінцеве позиціонування вантажу в процесі розвантажувально-навантажувальних операціях за рахунок зменшення залишкових, коливань вантажу.

4.6 Підвищення ефективності роботи крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за рахунок скорочення часу робочого циклу

Проаналізувавши роботу експериментальної установки крана-маніпулятора з гідравлічним приводом за різними режимами руху, який виконано у 4 розділі показує, що при роботі за умови використання конструктивно змінених золотників є можливість отримати додатковий час, внаслідок зменшення тривалості коливань вантажу та відповідно металоконструкцій стрілової системи після гальмування.

Тривалість робочого циклу руху крана-маніпулятора з гідравлічним керуванням описується виразом [8, 10, 17]:

$$T_{\text{ц}} = \alpha \sum t + \sum t_{\text{д}}, \quad (4.1)$$

де $\sum t$ – час, витрачений на операції переміщення вантажу у вертикальній та горизонтальній площинах; α – коефіцієнт одночасності виконуваних операцій; $\sum t_{\text{д}}$ – час, витрачений на допоміжні операції, які визначаються за формулою:

$$\sum t_{\text{д}} = t_{\text{зах}} + t_{\text{зн}} + t_{\text{нав1}} + t_{\text{п}}, \quad (4.2)$$

де $t_{\text{зах}}$ – час витрачений на захват вантажу (2 с) [171, 172, 176]; $t_{\text{нав1}}$ – час, необхідний для наведення вантажозахватного пристрою над вантажем (3...4 с) ; $t_{\text{зн}}$ – час, що витрачений на вивільнення вантажу (2 с) [16, 16]; $t_{\text{п}}$ – час повороту стрілової системи (15 с) [12, 14...17].

Розрахуємо зекономлений час на завантажувальні роботи при використанні конструктивно зміненого золотника для керування краном-маніпулятором під час зміни вильоту вантажу. Для цього проведемо порівняння між тривалістю робочих циклів крана-маніпулятора з гідравлічним приводом при виконанні навантажувальних операцій з використанням заводських золотників та конструктивно змінених золотників.

Розрахуємо час циклу завантаження вантажу при наступних режимах роботи крана-маніпулятора з гідроприводом:

1. Зміна вильоту стрілової системи крана-маніпулятора під час роботи

тільки гідравлічного циліндру приводу стріли;

2. Зміна вильоту стрілової системи крана-маніпулятора під час роботи тільки гідравлічного циліндру приводу рукояті;

3. Зміна вильоту стрілової системи крана-маніпулятора під час одночасної роботи гідравлічних циліндрів приводу стріли та рукояті;

4. Зміна вильоту стрілової системи крана-маніпулятора під час одночасної роботи гідравлічного циліндрів приводу стріли та зміни вильоту телескопічної секції;

5. Зміна вильоту стрілової системи крана-маніпулятора під час одночасної роботи гідравлічних циліндрів приводу рукояті та зміни вильоту телескопічної секції.

Згідно отриманих експериментальних даних, за умови переведення золотника із нейтрального положення у максимально відкрите при пуску та навпаки при гальмуванні – ривком, визначаємо час кутового переміщення в експериментальній установці крана-маніпулятора з гідравлічним приводом при використанні заводського та конструктивно зміненого золотників.

Використовуючи критерій подібності за часом розрахований у третьому розділі для натурної моделі крана-маніпулятора отримуємо час кутового переміщення ланок, результати заносимо до таблиці 4.1.

Приймаємо коефіцієнт суміщення операцій $\alpha = 1$, як для випадків одночасного переміщення кількох ланок та однієї ланки стрілової системи.

Середня кількість вмикання гідравлічного циліндра рукояті крана-маніпулятора при виконанні навантажувальних операцій за один цикл становить 3,29, гідравлічного циліндра стріли – 3,05, а гідравлічного циліндра телескопічної секції – 3,15 [1, 17]. Під час одночасного переміщення ланок стрілової системи, необхідно брати більше значення середньої кількості вмикань гідравлічного циліндра. Розрахунок часу одного циклу завантаження, використовуючи представленні дані, для найгіршого випадку виконуємо за формулою (4.1), а результати заносимо у таблицю 4.1.

Таблиця 4.1.

Результати розрахунків скорочення часу робочого циклу завантаження вантажу

Режим роботи	Час переміщення, с						Скорочення одного циклу завантаження вантажу, %
	Заводський золотник			Конструктивно змінений золотник			
	стріла	рукоять	телескопічна секція	стріла	рукоять	телескопічна секція	
1	73,1	0	0	66,4	0	0	9,2
2	0	65,6	0	0	61,5	0	6,2
3	57,8	57,8	0	53,7	53,7	0	7,1
4	62,5	0	62,5	58,3	0	58,3	6,7
5	0	55,7	55,7	0	49,5	49,5	11,1

Порівнюючи між собою використання заводських та конструктивно змінених золотників для гідравлічних приводів ланок крана-маніпулятора зроблено висновок, що при використанні конструктивно змінених золотників, в залежності від режиму роботи ланок крана-маніпулятора, скорочення одного циклу завантаження вантажу у автомобіль складає від 6,2 до 11,1%.

Розрахуємо річну економічну ефективність від скорочення робочого циклу крана-маніпулятора з використанням конструктивно змінених золотників у гідравлічних приводах за формулою:

$$E = \Pi \cdot B \cdot P \cdot D \cdot 2 \cdot \left(\frac{\Delta T_c \cdot C}{3600} \right), \quad (4.3)$$

де: E – річна економічна ефективність, грн/рік; Π – вартість одного літра палива (приймаємо 28,5 грн/л); B – витрата палива краном-маніпулятором за одну годину (приймаємо 12 л/год); P – час виконання завантажувально-розвантажувальних робіт краном-маніпулятором за одну зміну (приймаємо 5 год); D – кількість робочих змін за рік (приймаємо 250 змін); ΔT_c – середній час скорочення одного робочого циклу, (5,06 с); C – середня кількість циклів необхідних для завантаження вантажу (приймаємо $C = 20$).

$$E = 28,5 \cdot 12 \cdot 5 \cdot 250 \cdot 2 \cdot \left(\frac{5,06 \cdot 20}{3600} \right) = 24035 \text{ грн / рік}$$

Використання конструктивно змінених золотників для гідравлічних приводів кранів-маніпуляторів за рахунок скорочення часу циклу завантаження вантажу призводить до економії 24035 грн/рік для одного крану-маніпулятора.

Висновки до розділу

1. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження показали, що оптимальні режими руху є більш ефективними у порівнянні з неоптимальними. Це обґрунтовано визначенням підвищення ефективності системи керування краном-маніпулятором за рахунок скорочення часу одного циклу завантаження вантажу, яке складає від 6,2% до 11,1%.

2. Розраховано річну економічну ефективність від скорочення робочого циклу крана-маніпулятора з конструктивно зміненими золотниками у гідравлічному приводі, яка складає 24035 грн/рік для однієї одиниці техніки.

3. На основі отриманих результатів досліджень запропоновано методи удосконалення системи керування механізмами гідравлічного приводу крана-маніпулятора, які дають змогу реалізувати оптимальний режим руху. Конструкція гідравлічного золотникового розподільника захищено трьома патентами України на корисні моделі.

ВИСНОВКИ

Розв'язано актуальну науково-практичну задачу, мета яких полягає у реалізації керування краном-маніпулятором з гідравлічним приводом за оптимальними режимами руху, при яких зменшуються динамічні навантаження в елементах стрілової системи та механізмах приводу та усуваються відхилення вантажу від вертикалі, який шарнірно закріплений на жорсткому підвісі.

1. Проведений огляд наявних недоліків у кранах-маніпуляторах з гідравлічним приводом показав, що підвищення ефективності їх використання напряду залежить від умов їх експлуатації, насамперед від вибору оптимальних режимів руху ланок стрілової системи, одночасного переміщення декількох ланок стрілової системи та збільшення точності позиціонування вантажу.

2. Проведення експериментальних досліджень динаміки переміщення стрілової системи за різноманітних режимів руху. Спроековано та виготовлено золотник з дросельними щілинами, який дає можливість реалізувати оптимальний закон руху штоків гідравлічних циліндрів приводу ланок стрілової системи крана-маніпулятора. Підібрано та змонтовано для збору експериментальних даних високоточне вимірювальне та реєструюче обладнання, яке дає можливість здійснити безперервний збір даних про положення та переміщення штоків гідравлічних циліндрів приводу ланок стрілової системи в часі, тиск в камерах гідравлічних циліндрів та кут відхилення вантажу від вертикалі. Розроблено методику проведення експериментальних досліджень для отримання фактичних результатів динаміки переміщення ланок стрілової системи крана-маніпулятора за реального та оптимального режимів руху та обрано методику обробки масиву зібраних експериментальних даних.

3. Визначено відхилення між теоретичними та експериментальними даними, за середньою швидкістю складає 9%, відхилення за значеннями максимальної швидкості 5%. В момент розгону максимальне відхилення швидкості становить 36%. Максимальне значення зусилля визначено теоретично дорівнює 194503 Н, а при експериментальних дослідженнях з урахуванням коефіцієнтів подібності, дорівнює 196084 Н, що на 1% більше. Відхилення за

середнім значенням зусилля за теоретичними даними менше на 2%.

4. Проведені теоретичні та експериментальні дослідження показали, що оптимальні режими руху є більш ефективними у порівнянні з неоптимальними. Це обґрунтовано визначенням підвищення ефективності системи керування краном-маніпулятором за рахунок скорочення часу одного циклу завантаження вантажу, яке складає від 6,2% до 11,1%. Розраховано річну економічну ефективність від скорочення робочого циклу крана-маніпулятора з конструктивно зміненими золотниками, яка складає 24035 грн/рік для однієї одиниці техніки.

5. На основі отриманих результатів досліджень запропоновано методи удосконалення системи керування механізмами гідравлічного приводу крана-маніпулятора, які дають змогу реалізувати оптимальний режим руху. Конструкція гідравлічного золотникового розподільника захищено трьома патентами України на корисні моделі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Гідравлічний золотниковий розподільник: пат. 139647 Україна. № 201907336; заявл. 02.07.2019; опубл. 10.01.2020, Бюл.№ 1. 6 с.
2. Гідравлічний золотниковий розподільник: пат. 139648 Україна. № 201907338; заявл. 02.07.2019; опубл. 10.01.2020, Бюл.№ 1. 5 с.
3. Гідравлічний золотниковий розподільник: пат. 139650 Україна. № 201907340; заявл. 02.07.2019; опубл. 10.01.2020, Бюл.№ 1. 6 с.
4. Руководящий нормативный документ РД-22-36-15-81.
5. Андреев В.Н., Герасимов Ю.Ю. Повышение качества и надёжности технологического оборудования лесных машин при проектировании. Петрозаводск : Изд-во Петрозаводского университета, 1996. Т2.
6. Тимошенко В.К., Дубовник С.А. К выбору параметров стрелоподъемного механизма. Строительные и дорожные машин, 1984. Вып. 1. С. 27–29.
7. Горбатов Л.В. Погрузочно-разгрузочные машины и комплексы для железно- дорожного и автомобильного транспорта в СССР и за рубежом. Конструирование и эксплуатация оборудования. ЦНИИТЭИтяжмаш, 1988. Т. 6 Подъемно-транспортное оборудование, Вып. 4. С. 40.
8. Красиков В.Ф., Лимар Н.И. Надежность структуры промышленных роботов. Машиностроение, 1983. Вып. 18. С. 10-13.
9. Текшева И.В., Дуньюэ Ц., Подураев Ю.В., Карлов К.Р., Ермолов И.Л. Особенности использования нечетких моделей в задачах управления движением мехатронных объектов. Мехатроника, автоматизация, управление, 2007. Вып. 10. С. 30-33.
10. Кондаков М.В. К оценке точности динамической модели упругого манипулятора. Лесной журнал, 1989. Вып. 4. С. 48–51.
11. Дварнаускас Э.А. Оценка динамической нагруженности манипулятора МТТ-10. Лесной журнал, 1988. Вып. 5. С. 37–42.
12. Пискунов А.С., Попиков П.И. Влияние кинематических параметров механизма подъема на динамическую нагруженность манипулятора. Лесной журнал, 1985. Вып. 5. С. 52–56.
13. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин. Москва :

- Машиностроение, 1969. 206 с.
14. Казак С.А. Динамика мостовых кранов. Москва : Машиностроение, 1968. 331 с.
 15. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. Москва : Машиностроение, 1987. 160 с.
 16. Бордюг Б.А., Ларин В.Б., Тимошенко А.Г. Задачи управления шагающими аппаратами. Киев : Наук. думка, 1985. 264 с.
 17. Верещагин А.Ф. Принцип наименьшего принуждения Гаусса для моделирования на ЭВМ динамики роботов-манипуляторов. Докл. АН СССР, 1975. Вып. 1. С. 51-53.
 18. Luh J.Y.S., Walker M.W., Paul R.P.C. Online computational scheme for mechanical manipulators. Trans. ASME J. Dyn. Syst. Meas. and Contr. 1980. №2. P. 69-79.
 19. Григоров О.В., Ловейкін В.С. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідйомних машин. Навч. Посібник. Київ : ІЗМН, 1997. 264 с.
 20. Ловейкін В.С., Нестеров А.П. Динамічна оптимізація підйомних машин. Харків : ХНАДУ, 2002. 291с.
 21. Кириченко М.Ф., Крак Ю.В., Сорока Р.О. Оптимізація маніпуляційних роботів. Київ : Либідь, 1990. 144 с.
 22. Romasevych Y., Loveikin V. A Novel Multi-Epoch Particle Swarm Optimization Technique. Cybernetics and Information Technologies, Bulgarian Academy of Sciences. 2018. vol. 18(3) 62-74; DOI: 10.2478/cait-2018-0039.
 23. Мрачковський А.М., Лут М.Т., Березюк А.О. Апарати керування та захисту. Методичні вказівки щодо виконання курсового проекту «Розрахунки та вибір пускозахисних апаратів для асинхронного електродвигуна з короткозамкненим ротором». Київ : Видавництво «ЦП Компрінт», 2014. 124 с
 24. Munse W.H. Fatigue of Welded steel structures. New York. 1964.
 25. Kärhä K., Keskinen S., Liikanen R., Lindroos J. Kokopun korjuu nuotista metsistä. Metsätehon raportti, 2006. Vol.193, P. 85.