

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет(ННІ) _____ КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ _____

УДК 621.874

ПОГОДЖЕНО

Декан факультету (Директор ННІ)

_____ конструювання та дизайну _____
(назва факультету (ННІ))

_____ Зіновій РУЖИЛО _____
(підпис) (ПІБ)

_____ ” _____ 2024 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

_____ конструювання машин і обладнання _____
(назва кафедри)

_____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН _____
(підпис) (ПІБ)

_____ ” _____ 2024 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ КРОКУЮЧОГО МАНІПУЛЯТОРА

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

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

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

Гарант освітньої програми

_____ к.т.н, доцент _____
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Андрій НОВИЦЬКИЙ
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

_____ д.т.н, професор _____
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(ПІБ)

_____ к.т.н _____
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис)

Анастасія ЛЯШКО
(ПІБ)

Виконав

_____ (підпис)

Андрій ДУБОВИК
(ПІБ студента)

КИЇВ – 2024

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Факультет(НИІ) _____ КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

конструювання машин і обладнання

д.т.н., професор _____ Вячеслав ЛОВЕЙКІН

(науковий ступінь, (підпис) (ПІБ)

вчене звання)

–29» грудня 2023 року

З А В Д А Н Н Я

**ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
СТУДЕНТУ**

_____ **Дубовику Андрію Олександровичу** _____

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність _____ 133 – Галузеве машинобудування _____

(код і назва)

Освітня програма - Технічний сервіс машин та обладнання сільськогосподарського виробництва

(назва)

Орієнтація освітньої програми _____ освітньо-професійна _____

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи **ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ КРОКУЮЧОГО МАНІПУЛЯТОРА**

затверджена наказом ректора НУБіП України від –29» грудня 2023 р. № 2401 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру _____ **2024.11.15**

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Технологічна схема застосування крокуючого маніпулятора, вантажопідйомність.

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Провести аналіз існуючих конструкцій крокових маніпуляторів
2. Розглянути перспективи створення нової конструкції крокового маніпулятора
3. Виконати розрахунок крокового маніпулятора
4. Розглянути питання охорони праці при роботі крокового маніпулятора
5. Виконати розрахунок економічної ефективності

Дата видачі завдання «29» грудня 2023 р.

**Керівник магістерської
кваліфікаційної роботи**

(підпис)

Вячеслав ЛОВЕЙКІН
(прізвище та ініціали)

(підпис)

Анастасія ЛЯШКО
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання _____

(підпис)

(прізвище та ініціали студента)

Андрій ДУБОВИК

ЗМІСТ

ЗМІСТ	3
РЕФЕРАТ	5
ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1.АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ	7
1.1.Актуальність теми, переваги та недоліки використання крокових маніпуляторів	7
1.2.Аналіз існуючих конструкцій крокуючих маніпуляторів.....	8
1.3.Можливі типи крокуючих маніпуляторів.....	14
РОЗДІЛ 2.РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ КРОКУЮЧОГО МАНІПУЛЯТОРА	17
2.1.Вибір та обґрунтування конструкції	17
2.2.Розрахунок елементів маніпулятора	17
2.2.1.Розрахунок гідроциліндрів.....	17
2.2.2.Розрахунок гідроциліндра рукояті	19
2.2.3.Розрахунок гідроциліндра стріли	20
2.2.4.Розрахунок гідроциліндра захватного органу.....	22
2.3.Розрахунок трубопроводів гідросистеми	24
2.4.Розрахунок металоконструкцій маніпулятора на міцність.....	25
2.4.1.Розрахунок рукояті маніпулятора	25
2.4.2.Розрахунок стріли на міцність	34
2.4.3.Розрахунок зварного шва	40
РОЗДІЛ 3.ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ КРОКУЮЧОГО МАНІПУЛЯТОРА.....	42
3.1.Побудова динамічної моделі переміщення ланки крокового маніпулятора	42
3.2.Математична модель крокуючого маніпулятора.....	46
3.3.Результати динамічного аналізу крокуючого маніпулятора	48
РОЗДІЛ 4.ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ КРОКУЮЧОГО МАНІПУЛЯТОРА.....	52
4.1.Вибір критерію оптимізації режиму пуску крокуючого маніпулятора.....	52
4.2.Визначення оптимального режиму пуску	53

4.3.Результати оптимізації режиму руху крокового маніпулятора.....	56
РОЗДІЛ 5.ОХОРОНА ПРАЦІ	60
РОЗДІЛ 6.РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ.....	67
6.1.Характеристика базової та нової техніки	67
6.2.Визначення капітальних вкладень.....	68
6.2.1.Вартість нової техніки	68
Вартість нової техніки визначається наступною залежністю	68
6.2.2.Розрахунок продуктивності та фонду часу роботи	69
6.3.Визначення річних поточних витрат.....	70
6.4.Розрахунок економічного ефекту	75
ВИСНОВКИ.....	78
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	79

РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота складається з пояснювальної записки, що містить вступ, шість розділів, висновки, список використаних джерел та додатків.

В першому розділі магістерської кваліфікаційної роботи розглянуто конструкції крокуючих маніпуляторів, області їх застосування, визначено основні його складові; типи крокуючих маніпуляторів, що застосовуються в різних галузях. Також в роботі наведена класифікація маніпуляторів .

В другому розділі роботи проведено розрахунок конструкції крокуючого маніпулятора. Розраховано основні його елементи. Проведено розрахунки на міцність металоконструкції маніпулятора.

В третьому розділі проведено динамічний аналіз руху приводного механізму крокуючого маніпулятора. Тут побудовано динамічну модель маніпулятора і розроблено його математичну модель. На основі математичної моделі проведено розрахунки динаміки руху маніпулятора, які виявили коливальні процеси в приводі та підвищені динамічні навантаження.

В четвертому розділі для усунення коливань та зменшення динамічних навантажень проведено оптимізацію режиму пуску приводного механізму.

В розділі охорона праці розглянуто вимоги до роботи із маніпуляторами, а саме вимоги щодо нормалізації клімату; вимоги до освітлення; вимоги до електробезпеки та вимоги до пожежної безпеки.

Також в бакалаврській кваліфікаційній роботі виконано розрахунок економічної ефективності від розробки нової конструкції крокуючого маніпулятора.

Ключові слова: крокуючий маніпулятор, захватний пристрій, стріла, гідроциліндр, гідросистема, модель, динаміка, оптимізація.

ВСТУП

У магістерській кваліфікаційній роботі для вирішення технологічних та навантажувально-розвантажувальних завдань в складних умовах було розроблено багатфункціональний маніпулятор на базі високопрохідного крокуючого рушія, що дозволяє замінити ряд будівельних машин за рахунок використання різного змінного обладнання.

Основними завданнями даної кваліфікаційної роботи є:

1. Огляд і систематизація інформації про крокуючі маніпулятори.
2. Розрахунок конструкції крокуючого маніпулятора.
3. Проведення динамічного аналізу руху приводного механізму крокуючого маніпулятора;
4. Побудова динамічної моделі руху крокуючого маніпулятора.
5. Розробка математичної моделі динаміки руху приводного механізму крокового маніпулятора.
6. Оптимізація режиму руху приводного механізму крокуючого маніпулятора.
7. Розробка заходів з охорони праці при використанні крокуючих маніпуляторів
8. Розрахунок економічної ефективності доцільності використання крокуючого маніпулятора..

РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ

1.1. Актуальність теми, переваги та недоліки використання крокових маніпуляторів

На сьогоднішній день перспективною темою для промисловості у різних країнах світу є дослідження та проектування крокуючих маніпуляторів. Причиною цього є низка переваг в порівнянні з маніпуляторами встановленими на колісних чи гусеничних машинах. До таких переваг можна віднести можливість роботи маніпулятором при складній формі рельєфу, а також використання маніпулятора у будівлях зі сходами, шахтами і вузькими коридорами. Також до переваг використання крокуючих маніпуляторів є зменшення площі контакту машини з поверхнею на якій встановлена. Ці крокуючі маніпулятори стають особливо важливими для завдань у аграрному секторі, де вони можуть бути застосовані для автоматизації різноманітних процесів. Першими у цьому напрямку стали працювати США, Нідерланди, Швеція та інші країни, де вже спостерігається активне впровадження роботів у безпілотні сільськогосподарські системи. Це дозволяє значно підвищити ефективність виробництва та прибутковість.

До особливостей крокуючих маніпуляторів потрібно також віднести використання біологічного підходу під час проектування. Використовується алгоритм, за яким рухається жива істота. При спостереженнях встановлені різноманітні приклади з природи, різна кількість опор крокуючого маніпулятора. Проте можна виділити загальні плюси та мінуси таких конструкцій.

Таблиця 1.1

Переваги та недоліки застосування крокуючих маніпуляторів

Переваги застосування	Недоліки застосування
Можливість подолати перешкоди (різка зміна висоти)	Незначна швидкість руху крокового маніпулятора
Можливість обертання на місці, виконання розвороту	Складність конструкції
Можливість руху у просторі	

Можливість утриманні корпусу в горизонтальній орієнтації, незважаючи на поверхню	
--	--

1.2. Аналіз існуючих конструкцій крокуючих маніпуляторів

Розглянемо конструкцію крокуючого робота-маніпулятора HexCrawler (рис. 1.1.). Даний крокуючий маніпулятор має невеликі розміри. Це дозволяє віднести його до класу непромислових роботів. HexCrawler можна охарактеризувати, як досліджувачий маніпулятор, що використовується для збору інформації. При встановленні на даний маніпулятор камери або датчиків, він зможе відслідковувати рух об'єктів, якщо буде поставлена така задача.

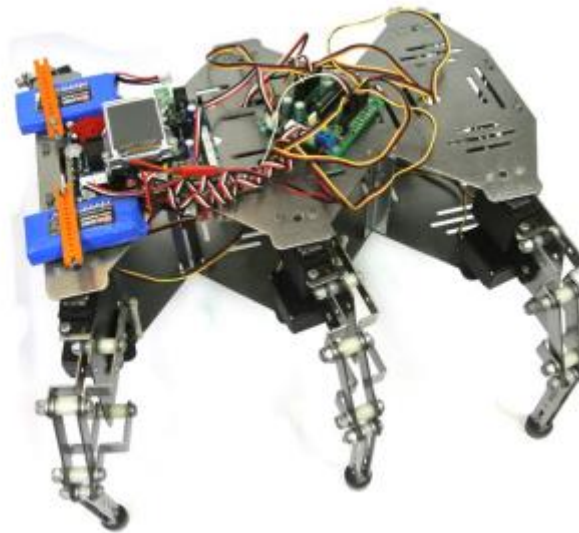


Рис. 1.1. Крокуючий робот HexCrawler

Для кращого розуміння роботи даного робота-маніпулятора розглянемо кінематику його роботи. На рис. 1.2. зображено кінематичну схему ніг робота (вигляд спереду), на рис 1.3. зображену кінематичну схему (вигляд зверху). Щоб виконати згинання двох ланок кінцівки в даному роботі використовують тільки один сервопривод і це реалізується відповідною кінематикою кінцівки. З цієї особливостю конструкції реалізується пересування крокуючого робота по нерівній поверхні. Дана конструкція оснащена трьома групами кінцівок, кожна

з груп включає в себе дві кінцівки. Рук виконується двома групами кінцівок і третя група забезпечує тільки опорну функцію.

Конструкція робота складається з корпусу, що виконаний з алюмінієвого листа, трьох пар кінцівок. Ноги виконують функції згинання та повороту, тому для кожної функції передбачено окремий сервопривод. Відповідно до складу робота входить 12 сервоприводів: 6 – для згинання ніг та 6 – для повороту.

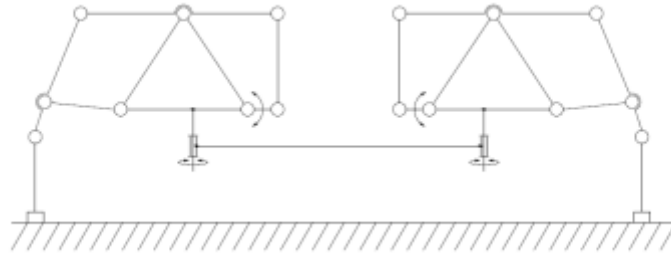


Рис. 1.2. Вигляд зверху кінематичної схеми ніг робота.

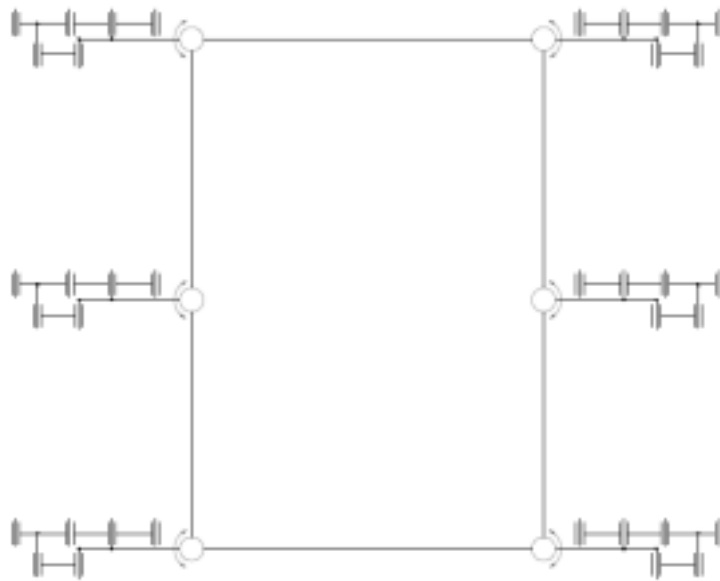


Рис. 1.3. Вигляд зверху кінематичної схеми робота.

Для керування роботом використано мікроконтролер ATmega644P, що встановлений на платі IPST-SE та модуль ZX-SERVO16і для забезпечення керування сервоприводами.

До недоліків конструкції такого крокуючого робота можна віднести низьку швидкість переміщення та не контрольованість опорних кінцівок.

Компанія Джон Дір розробила крокуючу машину Walking forest machine (рис. 1.4) для переміщення по пересічній місцевості. Дана конструкція дозволяє зменшити тиск на поверхні від машини, якщо порівнювати з аналоговими колісними чи гусеничними. Walking forest machine використовується для вирубки в лісах. Даного агрегат можна віднести до промислових робіт для виконання сільськогосподарських робіт.



Рис. 1.4. Крокуючий робот маніпулятор Walking forest machine компанії Джон Дір

На рис. 1.5. зображено кінематику роботи приводної частини Walking forest machine.

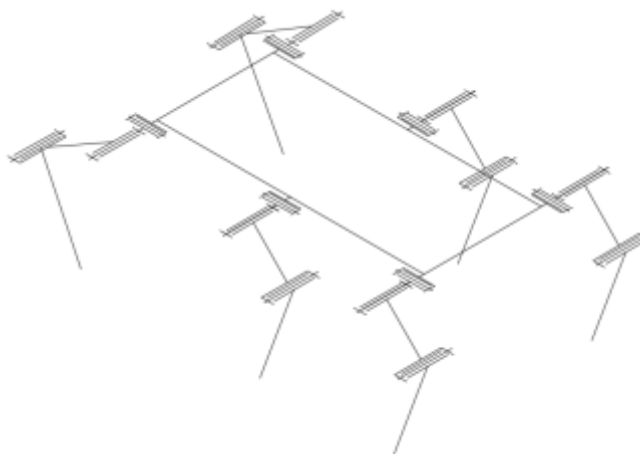


Рис. 1.5. Кінематична схема Walking forest machine

Walking forest machine складається з металевого кузова, в якому передбачено місце для водія-оператора у формі кабіни, відсіку для двигуна та привода робочих модулів.

Для переміщення передбачено три пари кінцівок. Для виконання згину та переміщення використовують 3 поротні гідромотори для кожної кінцівки. Відповідно загальна кількість гідромоторів – 18. Один з гідромоторів на кінцівці призначений для забезпечення згинання та розгинання, інші два – забезпечують просторовий рух.

Для керування роботом передбачено систему керування. Вона контролює всі функції кінцівки: рух, швидкість, висоту і інші.

Даний робот володіє великою маневреністю. Проте до недоліків потрібно віднести незначну швидкість та неможливість виконання робіт на м'яких ґрунтах. Адже у зв'язку із зменшенням площі контакту з поверхнею збільшується вірогідність загрузання.

Відома компанія Boston Dynamics у співпраці з DARPA розробила чотириноного робота під назвою Big Dog (рис. 1.6), призначеного для підтримки солдатів у складних природно-кліматичних умовах. Завдяки спеціально створеній системі управління, цей робот демонструє високу стабільність під час руху по

нерівних та слизьких поверхнях і здатен підтримувати рівновагу навіть за сильних зовнішніх механічних впливів.



Рис. 1.6. Крокуючий робот Big Dog

Кінематика робота: його кінематичну схему наведено на рис. 1.7, і вона нагадує рух чотириногих тварин.

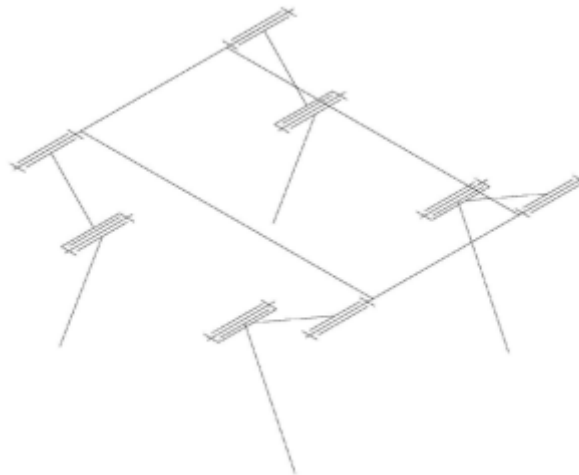


Рис. 1.7. Кінематична схема крокуючого робота Big Dog

Конструкція робота включає корпус, до якого кріпляться кінцівки; у корпусі розміщені бортовий комп'ютер, різні датчики, гіроскоп, акселерометр, акумуляторні батареї, двотактний двигун внутрішнього згорання з водяним охолодженням потужністю 15 к.с., а також гідравлічні приводи, що активують кінцівки.

Привід кінцівок: усі чотири кінцівки оснащені гідроприводами, що дає змогу переносити вантаж до 45 кг та переміщатися по складній місцевості.

Система управління робота: здійснюється за допомогою бортового комп'ютера, використовуючи замкнену адаптивну систему управління. Ця система включає функції стабілізації, що допомагають роботу відновлювати рівновагу та продовжувати рух навіть після падіння.

Режими роботи робота: він може працювати в різних режимах, таких як пересування за координатами або слідування за ведучим. Робот здатен рухатися кроком, бігом чи повзком. У нього є двигун і спеціальні пристрої для забезпечення управління, навігації та зв'язку, що допомагають у переміщенні та орієнтації на місцевості.

Щоб забезпечити підвищену безпеку під час розмінування, компанією CSIC був створений робот SILO6 (рис. 1.8), який має шість кінцівок для пересування. Робот оснащений системою руху, яка забезпечує, щоб три кінцівки постійно контактували з поверхнею, забезпечуючи таким чином стійкість конструкції в цілому. Завдяки значній кількості кінцівок, цей робот здатний здійснювати маневри з високою точністю та стабільністю навіть на нерівній місцевості, зберігаючи при цьому невелику швидкість пересування, що важливо під час операцій з розмінування та дослідження складних територій.



Рис. 1.8. Крокуючий робот SILO6

Кінематика робота: його схематичне зображення подано на рис. 1.9. На відміну від попередніх моделей, цей робот має шість кінцівок, розташованих

парами. Кожна з кінцівок має три ступені свободи, що забезпечує високу маневреність. Маніпулятор також оснащений трьома ступенями свободи, але в цій роботі аналізується лише ходова частина.

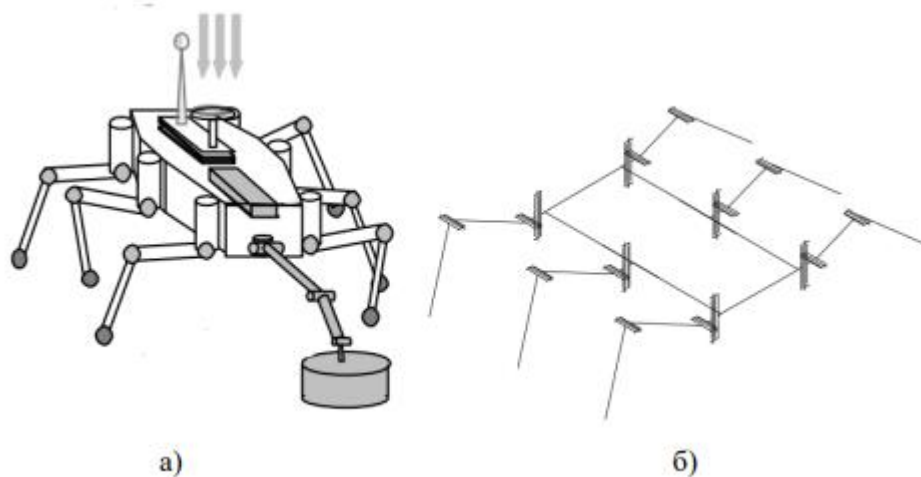


Рис. 1.9. Кінематична схема робота SILOb: а) – загальна; б) ходової

1.3. Можливі типи крокуючих маніпуляторів

Крокуючі машини можна умовно розділити на два великі класи: статично нестійкі, наприклад, двоногі крокуючі апарати, і статично стійкі багатонігі маніпулятори.

Основна особливість статично нестійких крокуючих апаратів полягає в тому, що їх рух забезпечується розвиненою системою управління, яка включає в себе в загальному випадку систему збору інформації про місцевість і положення апарату, обчислювальні засоби переробки отриманої інформації та виконавчі двигуни, що реалізують рух кінцівок на основі того чи іншого алгоритму.

Багатонігі крокуючі машини можуть бути як статично стійкими, так статично нестійкими. Це визначається як конструкцією маніпулятора, так і ходою, що здійснюється. Для того, щоб крокуюча машина була статично стійкою, необхідно, щоб у будь-який момент часу як мінімум три ноги знаходилися в опорі, а вертикаль, що проходить через центр тяжіння, перетинала опорну поверхню всередині багатокутника, утвореного точками контакту опорних елементів ніг з

поверхнею. Тому мінімальна кількість ніг для статично стійкої машини дорівнює чотирьом. Для такої машини існує тільки єдина хода, що забезпечує стійкість – послідовне перенесення кожної ноги в нове положення при взаємодії з опорною поверхнею решти трьох. Зі збільшенням числа ніг крокуючої машини збільшується кількість варіантів допустимих ходів.

Існує досить велика кількість типів конструкцій статично стійких крокуючих машин. Більшість із них виконано на рівні технічних пропозицій. Опис яких викладено в авторських свідоцтвах та патентах. Однак є і діючі моделі та експериментальні зразки. Спільним для всіх машин є дискретна взаємодія ніг (надалі стоп або черевиків механізмів крокування), а відмінність проявляється в їх конструкції, кінематичних схемах механізмів крокування та рушіїв, приводів курсового переміщення, кермового керування, адаптації та ін.

Найпростішим кінематичним схемам відповідають стопоходячі машини з фіксованою ногою і мають привод рульового управління, адаптації та інших. Механізм крокування таких машин – це механічна система з одним ступенем вільності. У найбільш складних статично стійких крокуючих машин механізми крокування - це механічні системи з трьома і більш керованими ступенями вільності, що дозволяють стопі переміщатися необхідним чином у просторі. Управління такими машинами передбачає наявність бортових обчислювальних комплексів.

Доцільно розрізняти два основних режими експлуатації статично стійких крокуючих машин: режим спеціального маневрування та маршовий.

Режим спеціального маневрування передбачає реалізацію програмного руху корпусу крокуючої машини при пересуванні по землі, де розміри перешкод можна порівняти з характерними розмірами машини, і забезпечується узгодженим управлінням бортової ЕОМ рухом кожного рушія. Реалізація режиму спеціального маневрування вирішує завдання профільної прохідності крокуючої машини, яка полягає у подоланні таких перешкод, як завали, траншеї тощо. Як правило, необхідно передбачати конструкцію рушіїв крокуючої машини, що забезпечують незалежне переміщення опор щодо корпусу в трьох взаємно пер-

пендикулярних площинах, тобто. з мінімум трьома керованими ступенями вільності.

Реалізація маршового режиму руху доцільна при переміщенні по землі досить гладкого профілю, коли розміри переборів, що переборюються, непорівнянні з характерними розмірами машини, і він забезпечується синхронним керуванням рушіями як цикловими механізмами. На відміну від режиму спеціального маневрування, маршовий режим руху вирішує більш вузьке завдання ґрунтової (опорної) прохідності, що перебуває у переміщенні по слабких ґрунтах (заболочена місцевість, піски тощо), а для сільськогосподарських машин забезпечує і екологічний вплив на ґрунт. У цьому випадку механізм рушія може бути механічною системою з одним керованим приводом курсового переміщення крокуючої машини з одним ступенем вільності. Для маневрування має бути передбачений кермовий привід, що змінює орієнтацію площин крокування рушіїв. Доцільно також передбачати систему адаптації механізмів крокування до мікро нерівностей поверхні. Проте, визначення класу машин замість системи адаптації можливе застосування масивного підресорувания. Таким чином, керування крокуючою машиною аналогічне управлінню традиційними колісними та гусеничними машинами і може здійснюватися людиною-оператором.

Отже, залежно від експлуатаційної ситуації, керування крокуючою машиною може бути реалізовано в одному з двох режимів: режимі спеціального маневрування та маршовому. Відповідно, доцільна і концепція проектування крокуючої машини, що передбачає її експлуатацію в одному з двох режимів, або тільки в маршовому режимі (наприклад, для деякого класу сільськогосподарської та транспортної техніки можливе застосування найпростіших стопохідних машин). Як в тому, так і в інших випадках, дослідження динаміки та стійкості руху крокуючої машини в маршовому режимі є одним з основних завдань при проектуванні транспортних та технологічних машин з рухомими рушіями.

РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ КРОКУЮЧОГО МАНІПУЛЯТОРА

2.1. Вибір та обґрунтування конструкції

Запроектований маніпулятор розроблений на базі високопрохідного крокуючого засобу.

Застосування такої техніки дозволить скоротити кількість машин, що значно знижує собівартість робіт, а також пришвидшить їх переміщення та скоротить потребу у робочій силі.

Зазвичай при таких роботах використовується значна кількість техніки, враховуючи, що розміщення техніки через обмежені умови знижується, тому потрібна чітка організація виконання робіт. Уникнути таких негативних факторів дозволить використання багатофункціонального маніпулятора зі змінними робочими органами. За базові транспортні засоби можуть використовуватися спеціалізовані високопрохідні крокові машини, що забезпечують доступ і роботу маніпулятора в складних кліматичних умовах.

2.2. Розрахунок елементів маніпулятора

2.2.1. Розрахунок гідроциліндрів

Зусилля гідроциліндра приводу оголовка маніпулятора. Розрахунок проводиться в положенні, коли робочий орган знаходиться в крайньому нижньому положенні траншеї (рис. 2.1).

Для визначення зусилля $P_{ц.о.}$ складемо суму моментів всіх сил відносно точки повороту оголовка стріли маніпулятора (точки А).

$$\Sigma M_A = 0$$

$$P_{ц.о.} \cdot 0,255 - G_o \cdot 0,45 - (G_{зо} + G_{гр}) \cdot 0,855 = 0$$

$$P_{ц.о.} = \frac{G_o \cdot 0,45 + (G_{зо} + G_{гр}) \cdot 0,855}{0,255}$$

де G_o – вага оголовка стріли маніпулятора; $G_o=1,96$ кН,

$G_{зо}$ – вага захватного органу маніпулятора; $G_{зо}=2,94$ кН,

$G_{гр}$ – вага захопленого вантажу маніпулятором; $G_{гр}=19,6$ кН.

Після підстановки числових значень знаходимо зусилля в гідроциліндрі

$$P_{ц.о.} = \frac{1,96 \cdot 0,45 + (2,94 + 19,6) \cdot 0,855}{0,255} = 79,03 \text{ кН.}$$

Внутрішній діаметр гідроциліндра $d_{цo}$ обчислимо в залежності від значень діючого зусилля $P_{ц}$ та розрахункового тиску рідини в гідросистемі P_p за такою формулою

$$d_{ц} = \sqrt{\frac{4 \cdot P_{ц}}{\pi \cdot P_p}} \quad (2.1)$$

З урахуванням гідравлічних втрат від насоса до циліндра можна прийняти робочий тиск в гідросистемі $P=0,9P_p$, тоді отримаємо

$$P=0,9 \cdot 25=22,5 \text{ мПа.}$$

Тоді будемо мати

$$d_{цo} = \sqrt{\frac{4 \cdot 79,03 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 22,5 \cdot 10^6}} = 67 \text{ мм.}$$

Згідно ДСТУ приймаємо діаметри поршня $d_{цo}=70$ мм, а штока $d_{ш}=30$ мм.

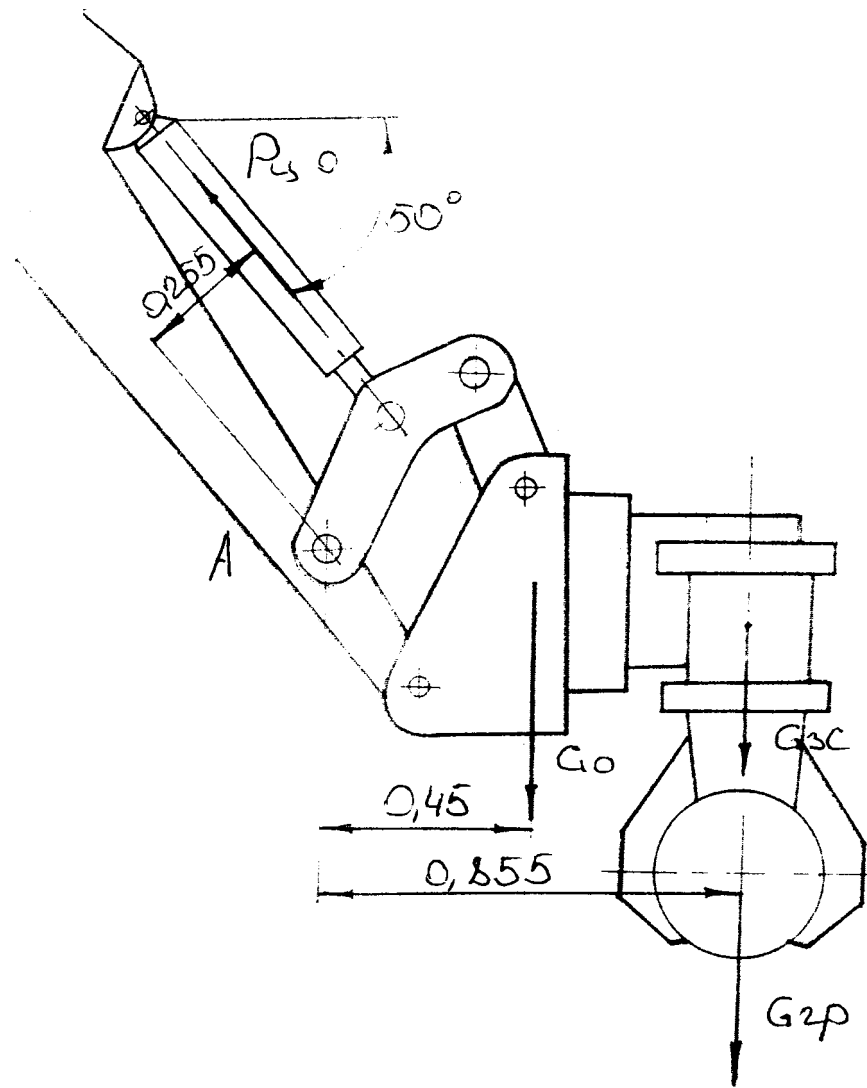


Рис. 2.1. Розрахункова схема визначення зусилля в гідроциліндрі оголовка стріли

2.2.2. Розрахунок гідроциліндра рукояті

Розрахунок ведемо у положенні, коли плечі сил, прикладених до рукояті, є найбільшими (рис. 2.2).

Визначаємо зусилля у гідроциліндрі рукояті за такою формулою

$$P_{\text{ц.р.}} = \frac{G_p \cdot 1,8 + (G_o + G_{30}) \cdot 3,255 + G_{2p} \cdot 3,75}{0,39},$$

де G_p – вага рукояті; $G_p=6,5$ кН.

В результаті проведених розрахунків отримуємо такий результат

$$P_{ц.р.} = \frac{6,5 \cdot 1,8 + (1,96 + 2,94) \cdot 3,255 + 19,6 \cdot 3,75}{0,39} = 258,98 \text{ кН.}$$

Визначаємо внутрішній діаметр гідроциліндра за такою залежністю

$$d_{цр} = \sqrt{\frac{2 \cdot 258,98 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 22,5 \cdot 10^6}} = 212 \text{ мм.}$$

Згідно з ДСТУ приймаємо діаметри гідроциліндра $d_{ц}=125$ мм та штока $d_{ш}=50$ мм.

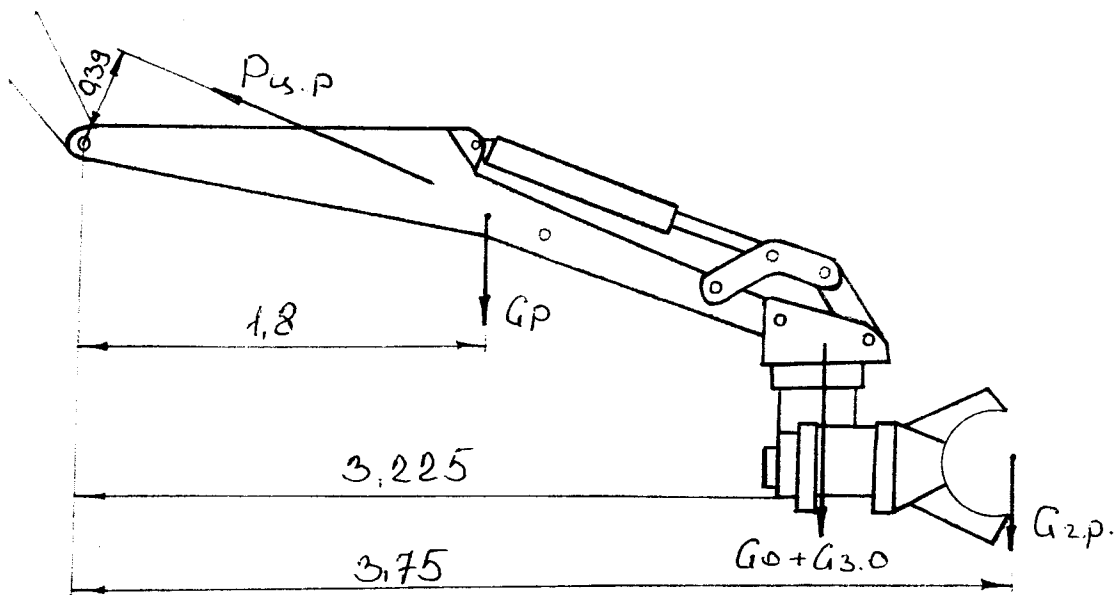


Рис. 2.2. Розрахункова схема визначення зусилля в гідроциліндрі $P_{цр}$

2.2.3. Розрахунок гідроциліндра стріли

Розрахунок ведемо в положенні, коли плечі сил, що діють на стрілу є найбільшими.

Для визначення зусилля в гідроциліндрі стріли, складемо суму моментів усіх сил, що діють на стрілу, відносно точки С, в результаті чого отримуємо

$$\Sigma M_c = 0$$

$$P_{ц.с.} = \frac{G_{гр} \cdot 6,3 + (G_{зо} + G_o) \cdot 5,775 + G_p \cdot 4,35 + G_c \cdot 1,06}{0,34},$$

де G_c – вага стріли; $G_c=7,1$ кН.

Після підстановки числових значень будемо мати

$$P_{ц.с.} = \frac{19,6 \cdot 6,3 + (2,94 + 1,96) \cdot 5,75 + 6,5 \cdot 4,35 + 7,1 \cdot 1,06}{0,34} = 551,7 \text{ кН.}$$

Знайдемо зусилля, що діє в одному гідроциліндрі стріли

$$P_{с.ц.} = \frac{P_{ц.с.}}{2} = \frac{551,7}{2} = 275,85 \text{ кН.}$$

Визначаємо внутрішній діаметр гідроциліндра

$$d_{ц.с.} = \frac{4 \cdot 275,85 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 22,5 \cdot 10^6} = 0,125 \text{ м.} = 125 \text{ мм.}$$

Згідно ДСТУ вибираємо діаметри циліндра $d_{ц} = 140 \text{ мм}$ та штока $d_{ш} = 60 \text{ мм}$.

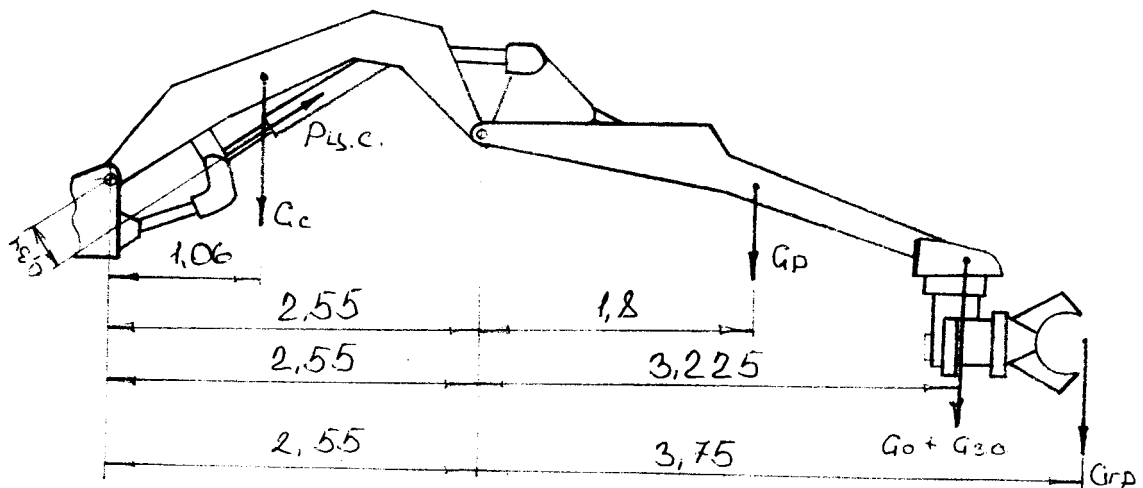


Рис. 2.3. Розрахункова схема визначення зусилля в гідроциліндрі стріли

$P_{ц}$

$$\frac{P_{ц}}{N} = \frac{4l}{d}, \text{ звідки}$$

$$P_{ц} = \frac{4lN}{d} \quad (2.2)$$

Щоб забезпечити утримання об'єкта (вантажу) в захватному пристрої необхідно, щоб сила тертя пальців та об'єкта дорівнювала або була більшою за вагу вантажу. Тоді з цієї умови будемо мати

$F = G = N \cdot \mu$, звідки знаходимо

$$N = \frac{G}{\mu}, \quad (2.3)$$

де μ - коефіцієнт тертя сталі об сталь, який приймаємо $\mu=0,3$. Після проведених розрахунків знаходимо

$$N = \frac{19,6 \cdot 10^3}{0,3} = 65,3 \text{ кН.}$$

Розміри d і l – визначаємо з конструктивних міркувань.

$$d=120 \text{ мм, } l=264 \text{ мм.}$$

Обчислюємо необхідне числове значення зусилля в гідроциліндрі:

$$P_{ц} = \frac{4 \cdot 0,264 \cdot 65,3 \cdot 10^3}{0,12} = 574,64 \text{ кН}$$

Знайдемо необхідне числове значення діаметра гідроциліндра:

$$d_{ц} = \sqrt{\frac{4 \cdot 574,64 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 0,17 \text{ м.} = 170 \text{ мм.}$$

Прийmemo діаметр гідроциліндра згідно ДСТУ $d_{ц}=180$ мм а штока $d_{ш}=50$ мм.

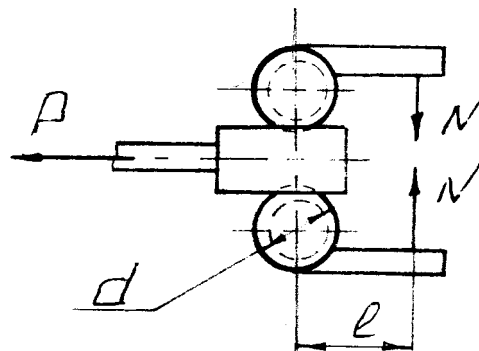


Рис. 2.4. Схема дії сил в гідроциліндрі

2.2.4. Розрахунок гідроциліндра захватного органу

Для захватного органу, що проектується, розрахункова схема має вигляд, який наведений на рис. 2.4. Тут P – необхідне зусилля в штоку гідроциліндра; N – сила, яка необхідна для утримання об'єкта маніпулювання; l – відстань до центру захоплення об'єкта маніпулювання.

Для наведеного виду захватного пристрою справедлива рівність

$\frac{P_{ц}}{N} = \frac{4l}{d}$, звідки отримуємо зусилля в гідроциліндрі

$$P_{ц} = \frac{4lN}{d} \quad (2.2)$$

В даному випадку, щоб забезпечити утримання об'єкта необхідно, щоб сила тертя пальців та об'єкта дорівнювала або була більшою за вагу вантажу, тоді

$F=G=N \cdot \mu$, звідки необхідна сила визначається залежністю

$$N = \frac{G}{\mu}, \quad (2.3)$$

де μ - коефіцієнт тертя сталі по сталі, який приймає таке значення $\mu=0,3$.

Тоді зусилля для утримання вантажу приймає значення

$$N = \frac{19,6 \cdot 10^3}{0,3} = 65,3 \text{ кН.}$$

Розміри d і l приймаються конструктивно і мають наступні значення:

$$d=120 \text{ мм, } l=264 \text{ мм.}$$

Визначаємо потрібне зусилля в гідроциліндрі утримання вантажу

$$P_{ц} = \frac{4 \cdot 0,264 \cdot 65,3 \cdot 10^3}{0,12} = 574,64 \text{ кН}$$

Знайдемо розміри гідроциліндра: внутрішній діаметр циліндра приймає значення

$$d_{ц} = \sqrt{\frac{4 \cdot 574,64 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 0,17 \text{ м.} = 170 \text{ мм.}$$

Приймемо діаметр гідроциліндра згідно ДСТУ $d_{ц}=180 \text{ мм; } d_{ш}=50 \text{ мм.}$

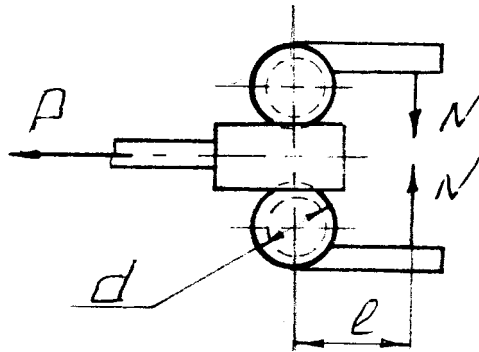


Рисунок 2.5. Схема роботи гідроциліндра утримання вантажу

2.3. Розрахунок трубопроводів гідросистеми

Внутрішній діаметр труби нагнітального трубопроводу розраховуємо за наступною формулою:

$$d \geq 4,6 \sqrt{\frac{q}{V}}, \quad (2.4)$$

де q – витрата рідини л/хв; $q=100$ л/хв; $v=5$ м/с. Тоді числове значення діаметра трубопроводу приймає значення

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{100}{5}} = 20,6 \text{ мм.}$$

Товщина стінок трубопроводу визначається за такою формулою

$$\delta = \frac{P_u \cdot d \cdot k}{2\sigma}, \quad (2.5)$$

де P_u – тиск в гідросистемі; $P_u=25$ мПа.

σ - допустиме напруження розтягу для сталевих труб; приймаємо $\sigma=78,4$ мПа.

d – внутрішній діаметр труби;

k – коефіцієнт безпеки, $k=2$.

Тоді числове значення товщини стінки трубопроводу становить

$$\delta = \frac{25 \cdot 10^6 \cdot 20,6 \cdot 10^{-3} \cdot 2}{2 \cdot 78,4 \cdot 10^6} = 6,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо згідно ДСТУ сталеві товстостінні труби з внутрішнім діаметром 17 мм, а зовнішнім 30 мм, при товщині стінки труби $\delta=6,5$ мм.

Аналогічно ведемо розрахунок для всмоктувальної гідравлічної лінії трубопроводу. Діаметр труби приймає наступне числове значення

$$d = 4,6 \sqrt{\frac{100}{2,5}} = 28,6 \text{ мм.}$$

Товщина стінок трубопроводу становить

$$\delta = \frac{25 \cdot 10^6 \cdot 28,6 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{2 \cdot 78,4 \cdot 10^6} = 1,8 \text{ мм.}$$

– Приймаємо згідно ДСТУ сталеві труби із внутрішнім діаметром 26,4 мм, зовнішнім 30 мм та товщиною стінки 1,8 мм:

– для низького тиску шина Б із внутрішнім діаметром 32мм та товщиною стінки 1.5 мм.

– для високого тиску «РВД» із внутрішнім діаметром $d=20$ і товщиною стінки 0,8 мм.

2.4. Розрахунок металоконструкцій маніпулятора на міцність

2.4.1. Розрахунок рукояті маніпулятора

Для розрахунку рукояті на міцність складемо схему розрахунку, для цього представимо рукоять як консольну балку закріплену одним кінцем у жорстке защемлення і прикладеними усіма силами, що діють на рукоять у вертикальній площині.

Для побудови епюр згинних моментів та перерізуючих сил M , Q , H необхідно знайти реакції в опорах H_B , R_B , M_B . Для знаходження M_B складемо рівняння моментів усіх сил відносно точки $У$. В результаті чого отримаємо такі рівняння:

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$M_B + G_{Гр} \cdot 3,75 + (G_o + G_{зо}) \cdot P_{цо} \cdot \cos 20^\circ \cdot 0,1 - P_{цо} \cdot \sin 20^\circ \cdot 1,65 +$$

$$+P_{\text{цр}} \cdot \cos 45^\circ \cdot 0,2 - P_{\text{цр}} \cdot \sin 42^\circ \cdot 1,7 + G_p \cdot 1,8$$

$$M_B = 258,98 \cdot 0,67 \cdot 1,7 + 79,03 \cdot 0,56 \cdot 1,65 - 19,6 \cdot 3,75 - (1,96 + 2,94) \cdot 3,225 - 79,03 \cdot 0,94 \cdot 0,1 - 258,98 \cdot 0,74 \cdot 0,2 - 6,5 \cdot 1,8 = 221,2 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Для знаходження реакції H_B складемо рівняння проекцій всіх сил на вісь Х. В результаті чого отримуємо:

$$\Sigma X = 0;$$

$$H_B - P_{\text{цо}} \cdot \cos 20^\circ - P_{\text{цр}} \cdot \cos 20^\circ - P_{\text{цр}} \cdot \cos 42^\circ = 0$$

$$H_B = 79,03 \cdot 0,94 + 258,98 \cdot 0,74 = 266 \text{ кН}.$$

Для знаходження реакції R_B складемо рівняння проекцій всіх сил на вісь Y.

Ділянка 1. $0 \leq z_1 \leq 0,525$ (зліва).

В результаті чого будемо мати:

$$Q_1 \cdot \cos 22^\circ = G_{\text{гр}} \Rightarrow Q_1 = \frac{G_{\text{гр}}}{\cos 22^\circ}; \quad Q_1 = \frac{19,6}{0,93} = 21 \text{ кН}.$$

$$H_1 \cdot \sin 22^\circ = G_{\text{гр}} \Rightarrow H_1 = \frac{G_{\text{гр}}}{\sin 22^\circ}; \quad H_1 = \frac{19,6}{0,374} = 53 \text{ кН}.$$

$$M_1 = G_{\text{гр}} \cdot z_1$$

При $z_1 = 0$; $M_1 = 0$.

При $z_1 = 0,525$; $M_1 = 19,6 \cdot 0,525 = -10,29 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

Ділянка 2. $0 \leq z_2 \leq 1,425$ (зліва).

В результаті проведених розрахунків будемо мати

$$Q_2 \cdot \cos 22^\circ = G_{\text{гр}} + G_o + G_{30} \Rightarrow Q_2 = \frac{G_{\text{гр}} + G_o + G_{30}}{\cos 22^\circ};$$

$$Q_2 = \frac{24,5}{0,93} = 26,34 \text{ кН}.$$

$$H_2 \cdot \sin 22^\circ = G_{\text{гп}} + G_o + G_{30} \Rightarrow H_2 = \frac{G_{\text{гп}} + G_o + G_{30}}{\sin 22^\circ};$$

$$H_2 = \frac{24,5}{0,37} = 66,2 \text{ кН.}$$

$$M_2 = -(G_o + G_{30}) \cdot z_2 - G_{\text{гп}}(0,525 + z_2)$$

$$\text{При } z_2 = 0; M_2 = -G_{\text{гп}} \cdot 0,525 = -19,6 \cdot 0,525 = -10,29 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$\text{При } z_2 = 1,425; M_2 = -4,9 \cdot 1,425 - 19,6 \cdot (0,525 + 1,425) = -45,2 \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Ділянка 3. $0 \leq z_3 \leq 0,1$ (зліва).

За результатами розрахунків маємо:

$$Q_3 \cdot \cos 22^\circ = G_{\text{гп}} + G_o + G_{30} + G_p \Rightarrow Q_3 = \frac{G_{\text{гп}} + G_o + G_{30} + G_p}{\cos 22^\circ};$$

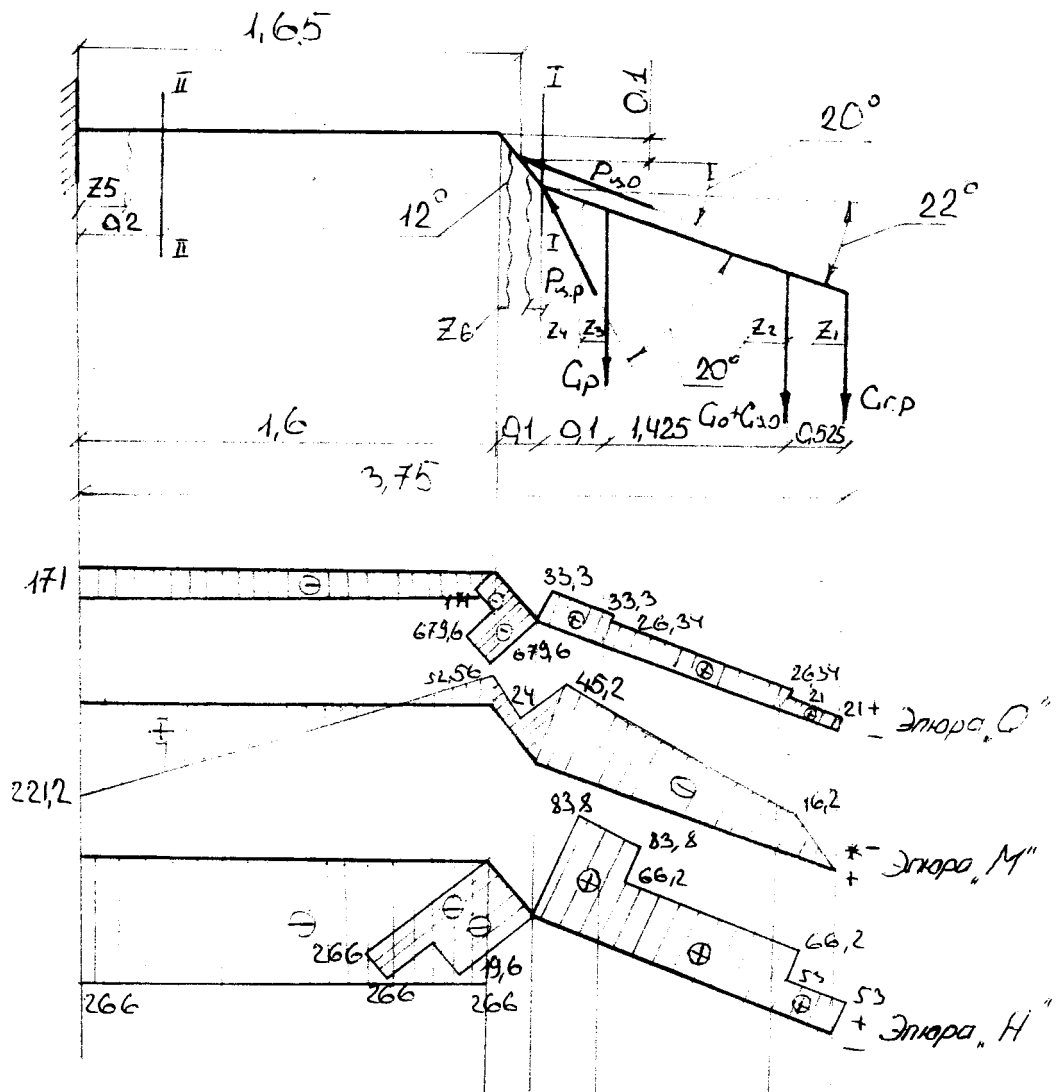


Рис. 2.6. Розрахункові схеми рукояті маніпулятора

При проведенні розрахунків отримали наступні результати:

$$Q_3 = \frac{24,5 + 6,5}{0,93} = 33,3 \text{ кН.}$$

$$H_3 \cdot \sin 22^\circ = G_{rp} + G_o + G_{30} + G_p \Rightarrow H_3 = \frac{G_{rp} + G_o + G_{30} + G_p}{\sin 22^\circ};$$

$$H_3 = \frac{24,5 + 6,5}{0,37} = 83,8 \text{ кН.}$$

$$M_3 = -G_{rp}(1,95 + z_3) - (G_o + G_{30})(1,425 + z_3) - G_p$$

При $z_3=0$; $M_3=-19,6 \cdot 1,95-4,9 \cdot 1,425= -45,2$ кН·м

При $z_3=0,1$; $M_3= -19,6 \cdot 2,05-4,9 \cdot 1,525-6,5 \cdot 0,1= -48,3$ кН·м.

Ділянка 4. $0 \leq z_4 \leq 0,1$ (зліва)

$$Q_4 \cdot \cos 78^\circ = -P_{\text{цр}} \cdot \sin 42^\circ + G_p + G_o + G_{30} + G_{\text{гр}}$$

$$Q_4 = \frac{-258,98 \cdot 0,67 + 30,8}{0,21} = -679,6 \text{ кН.}$$

$$H_4 \cdot \sin 78^\circ = -P_{\text{цр}} \cdot \cos 42^\circ \Rightarrow H_4 = \frac{-P_{\text{ц}} \cos 42^\circ}{\sin 78^\circ};$$

$$H_4 = \frac{-258,98 \cdot 0,74}{0,978} = -196 \text{ кН.}$$

$$M_4 = P_{\text{цр}} \cdot \sin 42^\circ \cdot z_4 - G_{\text{гр}}(2,05 + z_4) - (G_o + G_{30}) \cdot (1,525 + z_4) - G_p(G_1 + z)$$

При $z_4=0$; $M_4 = -G_{\text{гр}} \cdot 2,05 - (G_o + G_{30}) \cdot 1,525 = -48,3$ кН·м

При $z_4=0,1$; $M_4 = 258,98 \cdot 0,67 \cdot 0,1 - 19,6 \cdot 2,15 - 4,9 \cdot 1,625 - 6,5 \cdot 0,2 = -26,15$ кН·м.

Ділянка 5. $0 \leq z_5 \leq 1,6$ (зліва).

В результаті розв'язування рівнянь маємо такі результати розрахунків:

$$Q_5 = R_b = -171,1 \text{ кН}$$

$$H_5 = -H_b = -266 \text{ кН}$$

$$M_5 = M_b + R_b \cdot z_5$$

При $z_5=0$; $M_5 = M_b = 221,2$ кН·м

При $z_5=1,6$; $M_5 = 221,2 + (-171,1) \cdot 1,6 = -52,56$ кН·м.

Ділянка 6. $0 \leq z_6 \leq 0,1$ (справа).

Для розглянутої ділянки отримали такі розрахункові значення моментів та перерізуючих сил:

$$Q_6 = \frac{R_b}{\cos 78^\circ} \Rightarrow Q_6 = -\frac{171,1}{0,21} = 815 \text{ кН.}$$

$$H_6 \cdot \sin 78^\circ = -H_b \Rightarrow H_6 = -\frac{226}{0,98} = 271 \text{ кН.}$$

$$M_6 = M_b + R_b \cdot (1,6 + z_6) + H_b \cdot z_6 \cdot \cos 12^\circ$$

При $z_6=0$; $M_6 = -52,56$ кН

При $z_3=0,1$; $M_6= -26,15$ кН

За отриманими даними будуємо епюри перерізуючих сил та згинних моментів: N , Q і M .

Розрахунок на міцність здійснюємо в найбільш небезпечних перерізах I-I і II-II, оскільки у цих місцях перетину є ослаблені отвори.

З епюр визначаємо навантаження, які діють у небезпечних перерізах:
 $M^I=47,65$ кН·м

$$Q^I=33,3 \text{ кН·м}$$

$$N^I=83,8 \text{ кН}$$

$$M^{II}=187 \text{ кН·м}$$

$$Q^{II}=171 \text{ кН}$$

$$N^{II}=266 \text{ кН}$$

Покажемо перерізи та знайдемо для них геометричні характеристики: момент інерції площі поперечного перерізу J_x , момент опору W_x та площу поперечного перерізу F .

J_x – момент інерції перерізу відносно осі X .

W_x – момент опору перерізу відносно осі X .

Для перерізу I-I маємо наступні характеристики:

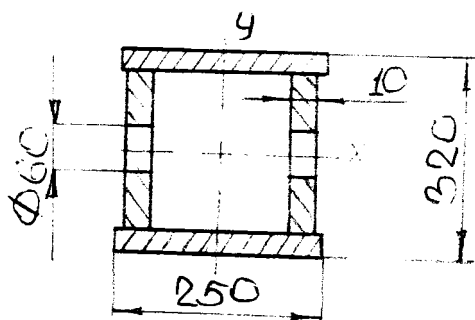


Рис. 2.7. Поперечний Переріз балки

Площа поперечного перерізу приймає значення

$$F=2 \cdot 2,25 \cdot 1 + 2 \cdot 1 \cdot (30-6) = 98 \text{ см}^2 = 98 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Момент інерції нетто визначається за наступною формулою

$$J_x = \frac{\delta \cdot h^3}{6} \left(3 \frac{B}{h} + 1 \right) - \frac{\pi d^2}{64} \cdot 2, \quad (2.6)$$

де δ – товщина стінки балки, м;

h – висота перерізу балки, м;

B – ширина перерізу балки, м;

d – діаметр отвору, м.

Момент інерції площі поперечного перерізу визначається наступним чином

$$J_x = \frac{1 \cdot 32^3}{6} \left(3 \frac{25}{32} + 1 \right) - \frac{3,14 \cdot 6^2}{32} = 18134 \text{ см}^4 = 18,134 \text{ м}^4.$$

Момент опору перерізу W_x визначаємо за наступною формулою і приймає таке числове значення

$$W_x = \frac{J_x}{h} \quad (2.7)$$

$$W_x = \frac{18134 \cdot 2}{32} = 1133,4 \text{ см}^3 = 11,334 \text{ м}^3$$

Нормальне напруження, що виникає в поперечному перерізі, визначаємо за наступною формулою

$$\sigma = \frac{M_{\text{и}}}{W_x} + \frac{N}{F}, \quad (2.8)$$

де $M_{\text{и}}$ – момент згину балки;

N – найбільша стискаюча сила (-) або сила розтягу.

Тоді нормальне напруження приймає таке значення

$$\sigma = \frac{47,65 \cdot 10^3}{1133,4 \cdot 10^{-6}} + \frac{83,8 \cdot 10^3}{98 \cdot 10^{-4}} = 42 \cdot 10^6 + 8,6 \cdot 10^6 = 50,6 \text{ МПа.}$$

Дотичні напруження, що виникають у поперечному перерізі визначаємо за такою формулою

$$\tau = \frac{Q \cdot S}{J \cdot 2\delta}, \quad (2.9)$$

де S – статичний момент поперечного перерізу відносно осі x визначається за такою формулою.

$$S = 2 \frac{h}{2} \delta \frac{h}{4} + B \delta \frac{h}{2} \quad (2.10)$$

В результаті проведеного розрахунку отримуємо такі значення статичного моменту та дотичних напружень в поперечному перерізі балки:

$$S = 2 \frac{32}{2} \cdot 1 \frac{32}{4} + 25 \cdot 1 \frac{32}{2} = 656 \text{ см}^3 = 6,56 \text{ м}^3.$$

$$\tau = \frac{33,3 \cdot 10^3 \cdot 656 \cdot 10^{-6}}{18134 \cdot 10^{-8} \cdot 2 \cdot 0,01} = 6 \text{ МПа}.$$

Сумарне напруження, яке виникає в поперечному в перерізі, визначимо за третьою теорією міцності за такою формулою.

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (2.11)$$

Після проведених розрахунків отримуємо наступне значення нормального напруження

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{50,6^2 + 3 \cdot 6^2} = 52 \text{ МПа}$$

При розрахунку на міцність має виконуватися наступна нерівність

$$\sigma_{\Sigma} \leq [\sigma] \frac{\sigma_n}{n}, \quad (2.12)$$

де σ_T – межа текучості, для сталі 20 приймає таке значення $\sigma_T = 260$ МПа;

n – коефіцієнт запасу міцності, $n=1,7$.

$$52 \leq \frac{260}{1,7} = 153 \text{ МПа}$$

Наведена вище умова виконується, отже у поперечному перерізі I-I міцність забезпечується.

Тепер розглянемо перетин II-II:

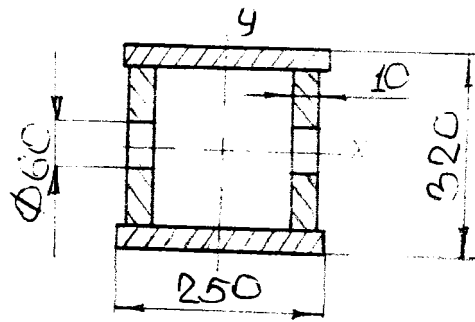


Рис. 2.8. Поперечний переріз балки

Площа поперечного перерізу балки приймає таке значення

$$F = 2,25 \cdot 1 + 2 \cdot 1 \cdot (20 - 6) = 53 \text{ см}^2 = 53 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Момент інерції поперечного перерізу відносно осі x визначається наступною залежністю

$$J_x = \frac{h \cdot B^3 - (h - \delta)(B - 2\delta)^3}{12} - \frac{\pi d^2}{32} \cdot 2, \quad (2.13)$$

Після підстановки числових значень отримуємо значення моменту інерції

$$J_x = \frac{20 \cdot 25^3 - (20 - 1)(25 - 2 \cdot 1)^3}{12} - \frac{3,14 \cdot 6^2}{32} = 9055,2 \text{ см}^4 = 9,0552 \text{ м}^4.$$

Момент опору W_x для нижніх волокон визначається за наступною формулою

$$W_x = \frac{2J_x}{12} = \frac{9055,2}{2} \cdot 2 = 1509,2 \text{ см}^3 = 15,092 \text{ м}^3.$$

Нормальне напруження у поперечному перерізі II-II приймає таке значення

$$\sigma = \frac{187 \cdot 10^3}{1509,2 \cdot 10^{-6}} + \frac{266 \cdot 10^3}{53 \cdot 10^{-4}} = 134,1 \text{ МПа}.$$

Статичний момент площі поперечного перерізу S_x визначається такою формулою.

$$S = \delta \frac{h_1^2}{4} + B\delta \frac{h_1}{2} = 1 \frac{6^2}{4} + 25 \cdot 1 \frac{6}{2} = 84 \text{ см}^3 = 0,84 \text{ м}^3$$

Дотичне напруження, що виникає в перерізі II-II приймає таке значення

$$\tau = \frac{171 \cdot 10^3 \cdot 84 \cdot 10^{-6}}{9055,2 \cdot 10^{-8} \cdot 2 \cdot 0,01} = 7,9 \text{ МПа.}$$

Сумарне напруження в перерізі II-II визначається наступним чином і приймає таке числове значення

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{134,1^2 + 3 \cdot 7,9^2} = 134,8 \text{ МПа.}$$

Умова виконання міцності перерізу II-II

$$134,8 \text{ МПа} < 153 \text{ МПа}$$

Умова міцності виконується, отже в перерізі II-II міцність забезпечена.

Розрахунок рукояті в горизонтальній площині немає потреби, через те, що незначні сили діють у цій площині, а також достатнього запасу міцності в цій площині.

2.4.2. Розрахунок стріли на міцність

Складемо розрахункову схему сил, що діють на стрілу. Прикладемо в крайній точці У реакції, що виникають від дії рукояті, а в точці З реакції, що виникають у закладенні.

Знайдемо реакції, що виникають від дії рукояті.

Для визначення моменту M_c складемо рівняння моментів усіх сил відносно точки С.

$$\Sigma M_c = 0.$$

В результаті чого отримаємо таке рівняння

$$M_c + M_B + H_B \cdot 0,57 + R_B \cdot 2,55 - P_{\text{цс}} \cdot \sin 32^\circ \cdot 2,2 + P_{\text{цс}} \cdot \cos 32^\circ \cdot 1,125 - G_c \cdot 1,06 = 0.$$

З отриманого рівняння знаходимо

$$\begin{aligned} M_c &= 275,85 \cdot 0,53 \cdot 2,2 + 7,1 \cdot 1,06 - 221,2 - 266 \cdot 0,57 - 171,1 \cdot 2,55 - 275,85 \cdot 0,85 \cdot 1,125 = \\ &= -744 \text{ кН} \cdot \text{м.} \end{aligned}$$

Для знаходження реалізації R_c складемо рівняння проєкцій усіх сил на вісь y , в результаті чого будемо мати:

$$\Sigma y=0;$$

$$R_c+G_c+P_{цс}\cdot\sin 32^\circ-171,1=0.$$

З отриманого рівняння знаходимо реакцію

$$R_c=171,1-7,1-275,85\cdot 0,53=17,8 \text{ кН}$$

Для знаходження горизонтальної реакції H_c складемо рівняння проєкцій всіх сил на вісь X , в результаті чого будемо мати:.

$$\Sigma x=0; H_c-H_B-R_{цс}\cdot\cos 32^\circ=0$$

З отриманого рівняння знаходимо горизонтальну реакцію

$$H_c=266+275,85\cdot 0,85=500,5 \text{ кН.}$$

Будуємо епюри згинних моментів M , поздовжніх N та поперечних Q сил.

Ділянка 1. $0\leq z_1\leq 0,15$ (зліва)

$$Q_1\cdot\cos 76^\circ=-R_B$$

$$Q_1=-\frac{171,1}{0,24}=-713 \text{ кН.}$$

$$H_1\cdot\sin 76^\circ=-R_B\cdot\cos 14^\circ-H_B\cdot\cos 76^\circ$$

$$H_1=\frac{171,1\cdot 0,97-266\cdot 0,24}{0,97}=237 \text{ кН.}$$

$$M_1-R_B\cdot z_1-M_B+H_B\cdot\sin 76^\circ\cdot z_1\cdot\cos 76^\circ$$

При $z_1=0$; $M_1=M_B=221,2 \text{ кН}\cdot\text{м.}$

При $z_1=0,15$; $M_1=171,1\cdot 0,15+221,2+221,2-221,2\cdot 0,97\cdot 0,24\cdot 0,15=239,14 \text{ кН}\cdot\text{м.}$

Ділянка 2. $0\leq z_2\leq 0,2$ (зліва)

$$Q_2\cdot\cos 30^\circ=R_B$$

$$Q_2=-\frac{171,1}{0,87}=196,7 \text{ кН.}$$

$$H_2\cdot\sin 30^\circ=-R_B\cdot\cos 60^\circ-H_B\cdot\cos 30^\circ$$

$$H_2 = \frac{-171,1 \cdot 0,87 - 266 \cdot 0,5}{0,5} = -564 \text{ кН.}$$

$$M_2 - R_B (z+0,15) - M_B + 266 \cdot \sin 30^\circ \cdot \cos 30^\circ (z_1 - 0,15)$$

$$\text{При } z_2=0; M_2=239,14 \text{ кН.}$$

$$\text{При } z_2=0,2; M_2 = -171,1(0,2+0,15)+221,2=75 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Ділянка 3. $0 \leq z_3 \leq 0,7$ (справа)

$$Q_3 = -H_c = -500,5 \text{ кН.}$$

$$H_3 = R_c = 17,8 \text{ кН.}$$

$$M_3 = -H_c \cdot z_3 - M_c$$

$$\text{При } z_3=0; M_3 = -M_c = 744 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

$$\text{При } z_3=0,7; M_3 = -500,5 \cdot 0,7 + 744 = 393,65 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Ділянка 4. $0 \leq z_4 \leq 1,93$ (справа)

$$Q_4 \cdot \cos 24^\circ = -R_c$$

$$Q_4 = -\frac{R_c}{\cos 24^\circ} = -\frac{17,8}{0,91} = -19,6 \text{ кН.}$$

$$H_4 \cdot \sin 24^\circ = -H_c$$

$$H_4 = -\frac{H_c}{\sin 24^\circ} = -\frac{500,5}{0,41} = 1220,7 \text{ кН.}$$

$$M_4 + M_c + R_c \cdot z_4 + H_c \cdot (0,6 + z_3 \cdot \sin 24^\circ) = 0$$

$$\text{При } z_4=0; M_4 = 744 - 17,8 \cdot 0 - 500,5 \cdot 0,6 = 393,65 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

$$\text{При } z_4=1,93; M_4 = 744 - 17,8 \cdot 1,06 - 500,5 \cdot (0,6 + 1,06 \cdot 0,41) = 207,3 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Ділянка 5. $0 \leq z_5 \leq 1,6$ (справа)

$$Q_5 \cdot \cos 24^\circ = -R_c - G_k$$

$$Q_5 = -\frac{24,9}{0,91} = -27,4 \text{ кН}$$

$$H_5 \cdot \sin 24^\circ = -H_c$$

$$H_5 = -\frac{500,5}{0,41} = -1220 \text{ кН}$$

$$M_5 + M_c + R_c(z + 1,06) + H_c(1,0346 + z_5 \cdot \sin 24^\circ) - G_c \cdot z_5$$

$$\text{При } z_5 = 0; M_5 = 744 \cdot 17,8 \cdot 1,06 + 500,5 \cdot 1,0346 = 207,3 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

$$\text{При } z_5 = 0,87; M_5 = 744 - 17,8(1,06 + 0,87) - 500,5(1,0346 + 0,87 \cdot 0,36) - 7,1 \cdot 0,87 = 5,4 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Ділянка 6. $0 \leq z_6 \leq 0,27$ (справа)

$$Q_6 = \cos 30^\circ = -G_k - R_c$$

$$Q_6 = -\frac{24,9}{0,87} = -28,6 \text{ кН.}$$

$$H_6 \cdot \sin 30^\circ = -H_c$$

$$H_6 = -\frac{500,5}{0,5} = -1001 \text{ кН.}$$

$$M_6 + M_c + R_c \cdot (1,93 + z_6) + G_k \cdot (0,87 + z_6) + H_c(1,39 - z_6 \cdot \sin 30^\circ) = 0$$

$$\text{При } z_6 = 0; M_6 = 744 - 17,8 \cdot 1,93 - 7,1 \cdot 0,8 - 500,5 \cdot 1,39 = 5,4 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

$$\text{При } z_6 = 0,27;$$

$$M_6 = 744 - 17,8(1,93 + 0,27) - 7,1 \cdot (0,87 + 0,27) - 500,5(1,39 - 0,27 \cdot 0,5) = 75 \text{ кН}$$

За отриманими даними будуємо епюри поздовжніх H , поперечних Q сил і згинних моментів M . Розрахунок на міцність здійснюємо в найбільш небезпечних перерізах I-I та II-II, оскільки в цих перерізах присутні елементи конструкції, що послаблюють поперечні перерізи.

Зусилля у небезпечних перерізах приймають наступні значення:

$$M^I = 21,2 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$Q^I = 713 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$H^I = 237 \text{ кН}$$

$$M^{II} = 207,3 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

$$Q^{II} = 28,6 \text{ кН}$$

$$H^{II} = 1202,07 \text{ кН}$$

Переріз I-I:

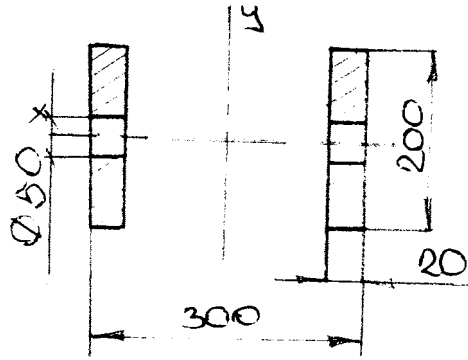


Рис. 2.9. Схема перерізу балки

Площа небезпечного перерізу балки приймає наступне значення

$$F = 2 \cdot 20 \cdot 2 - 2 \cdot 5 = 70 \text{ см}^2 = 70 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Момент інерції площі поперечного перерізу відносно осі X вираховуємо за такою формулою

$$J_X = \frac{(B \cdot b) \cdot H^3}{12} - \frac{\pi d^4}{32}, \quad (2.14)$$

де $b = 300 - 2 \cdot 20 = 260$ мм.

В результаті проведених розрахунків отримуємо

$$J_X = \frac{(30 - 26) \cdot 20^3}{12} - \frac{3,14 \cdot 5^4}{32} = 3605,3 \text{ см}^4$$

Момент опору поперечного перерізу відносно осі X W_X визначаємо за наступною формулою

$$W_X = \frac{J_X}{h} \quad (2.15)$$

В результаті проведених розрахунків отримуємо

$$W_X = \frac{3605,3}{20} = 180,3 \text{ см}^3$$

Нормальні напруження, що виникають в поперечному перерізі приймають таке значення

$$\sigma = \frac{22,2 \cdot 10^3}{1803,4 \cdot 10^{-6}} + \frac{237 \cdot 10^3}{70 \cdot 10^{-4}} = 117,6 + 28,5 = 146,1 \text{ МПа.}$$

Дотичні напруження, що виникають у перерізі даного виду, не становлять загрози для конструкції, тому їх не розраховуємо.

Умова міцності нормальних напружень в перерізі I-I

$$153 \text{ МПа} \geq 146,1 \text{ МПа}$$

Умова в перетині I-I виконується, отже у перерізі I-I міцність забезпечена.

Перетин II-II:

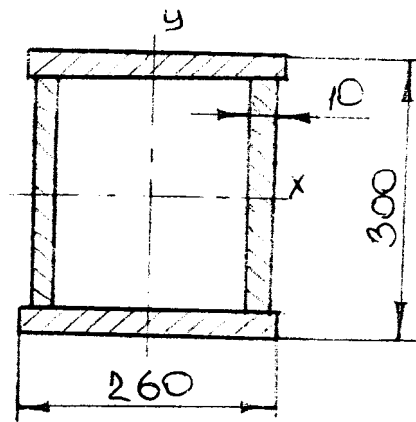


Рис. 2.10. Переріз рукояті

Площа поперечного перерізу визначається так

$$F = 2 \cdot 26 \cdot 1 + 2 \cdot 28 \cdot 1 = 108 \text{ см}^2 = 108 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Момент інерції площі поперечного перерізу відносно осі X:

$$J_x = \frac{1 \cdot 30^3}{6} \left(3 \frac{26}{30} + 1 \right) = 16200 \text{ см}^4 = 16,2 \text{ м}^4.$$

Момент опору площі поперечного перерізу відносно осі X:

$$W_x = \frac{16200}{30} = 540 \text{ см}^3 = 5,4 \text{ м}^3.$$

Нормальні напруження в поперечному перерізі II-II:

$$\sigma = \frac{207,3 \cdot 10^3}{540 \cdot 10^{-6}} + \frac{1202,07 \cdot 10^3}{108 \cdot 10^{-4}} = 138 + 11 = 149 \text{ МПа}.$$

Статичний момент площі відносно осі X приймає таке значення.

$$S = 2 \cdot \frac{30}{2} \cdot 1 \cdot \frac{30}{4} + 26 \cdot 1 \cdot \frac{30}{2} = 615 \text{ см}^3 = 6,15 \text{ м}^3.$$

Дотичні напруження в перерізі II-II приймають наступне значення

$$\tau = \frac{28,6 \cdot 10^3 \cdot 615 \cdot 10^{-6}}{540 \cdot 10^{-8} \cdot 2 \cdot 0,01} = 7 \text{ МПа.}$$

Сумарні напруження, що діють у перерізі II-II визначаються за формулою і приймають таке числове значення

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{149^2 + 37^2} = 150 \text{ МПа.}$$

Умова міцності нормальних напружень

$$153 \text{ МПа} \geq 150 \text{ МПа}$$

Наведена вище умова виконується, отже в перерізі II-II міцність забезпечена.

2.4.3. Розрахунок зварного шва

Розрахунок зварного шва стрілки.

Зварні шви розраховуються на дію в перерізі дотичних і місцевих змінних напружень. Необхідна товщина шва визначається за наступною формулою

$$K_f = \frac{Q_{\max} \cdot S_n}{2\beta \cdot J_x \cdot R_y^{cb}}, \quad (2.16)$$

де S_n – статичний момент половини перерізу;

Q_{\max} – максимальне стискаюче навантаження в перерізі, $Q_{\max}=28,6$ кН;

β - коефіцієнт для ручного зварювання, який приймає значення $\beta=0,8$;

R_y^{cb} – розрахунковий опір умовного шва, для товщин деталей ≤ 20 мм зі сталі 20 $R_y^{cb}=195$ МПа.

Катет зварного шва визначається за формулою

$$K_f = \frac{28,6 \cdot 10^3 \cdot 6,15 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 0,8 \cdot 16200 \cdot 10^{-8} \cdot 195 \cdot 10^6} = 0,008 \text{ м} = 8 \text{ мм.}$$

Прийmemo товщину шва $K_f=8$ мм.

Розрахунок зварного шва щoки стріли

Розрахунок шва щoки стріли сприймає осьове навантаження і згинальний момент розраховуємо за такою формулою

$$\sigma = \frac{N}{\delta \cdot l_{\text{ш}}} + \frac{6M}{\delta \cdot l_{\text{ш}}^2} \leq R_p^{\text{св}}, \quad (2.17)$$

де $l_{\text{ш}}$ – довжина шва, $l_{\text{ш}}=350$ мм;

δ - товщина зварних деталей, $\delta=20$ мм;

N – зусилля розтягу шва, $N=1001$ кН;

M – згинаючий момент щoки стріли, $M=239,14$ кНм;

$R_y^{\text{св}}=195$ МПа.

Нормальне напруження в перерізі зварного шва приймає значення

$$\sigma = \frac{1001 \cdot 10^3}{0,02 \cdot 0,35} + \frac{6 \cdot 239,14 \cdot 10^3}{0,01 \cdot 0,35^2} = 120 + 38,1 = 158,1 \text{ МПа.}$$

Умова міцності шва записується наступним чином

$158,1 \text{ МПа} < 195 \text{ МПа}$. Умова виконується, тому міцність забезпечена.

РОЗДІЛ 3. ДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ КРОКУЮЧОГО МАНІПУЛЯТОРА

3.1. Побудова динамічної моделі переміщення ланки крокового маніпулятора

Робота крокових механізмів переміщення маніпулятора буде ефективною тільки при сумісному аналізі їхніх режимів руху з урахуванням основних кінематичних, силових та енергетичних характеристик. Це входить у задачу прикладної динаміки машин, яка є основою конструювання та розрахунку крокових механізмів. Погодження конструкторських розробок з розв'язуванням задач динаміки дозволяє вже на стадії проектування крокового механізму маніпулятора вибрати його конструкцію, оцінити енергетичні витрати, характеристики міцності та ергономічності. Динамічні властивості крокового механізму пересування маніпулятора визначають стійкість руху базової машини та її складових елементів, особливо ланки переміщення маніпулятора, при зовнішніх навантаженнях, які змінюються в часі. Наведені властивості крокового механізму пересування маніпулятора залежать від параметрів пружної системи, частот коливань, динамічної піддатливості ланок та схем їхнього навантаження. Керування рухом приводної ланки крокового механізму може здійснюватися за постійними або попередньо заданими законами руху, а також за законами, які формуються самою системою керування у відповідності з поточними значеннями параметрів базової машини маніпулятора.

При побудові динамічної моделі приводної ланки крокового механізму переміщення маніпулятора враховується основний рух, який формується приводним двигуном та рухи, які виникають за рахунок пружних властивостей окремих ланок. Вважаємо, що всі елементи крокового механізму переміщення маніпулятора є абсолютно твердими тілами, окрім передавального механізму приводу, який володіє пружними властивостями. В такому випадку динамічна модель приводної ланки крокового механізму переміщення маніпулятора має два ступені вільності і її можна представити у вигляді двомасової динамічної моделі. Обидві маси динамічної моделі крокового механізму зведемо до осі по-

вороту приводної ланки. Оскільки привідна ланка виконує обертальний рух, то і зведені маси також будуть здійснювати обертальний рух. Маси динамічної моделі з'єднуються між собою пружним елементом, жорсткість якого залежить від жорсткості елементів передавального механізму приводу. На одну з мас динамічної моделі діє рушійний момент приводного електродвигуна, а на іншу масу діє зведений до осі повороту приводної ланки момент сил опору переміщенню базової машини маніпулятора. Зведений момент сил опору залежить від базової машини з маніпулятором та втрат енергії в передавальному механізмі приводу приводної ланки.

До першої зведеної маси увійдуть ротор електродвигуна та елементи передавального механізму приводу, а до другої маси – привідна ланка крокуючого маніпулятора та власне сам маніпулятор з базовою машиною, які здійснюють переміщення. Для вибраної динамічної моделі крокуючого маніпулятора треба визначити всі динамічні параметри, до яких входять: зведені моменти інерції першої та другої зведених мас; коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводного механізму; залежність зведеного рушійного моменту двигуна від частоти його обертання, а також залежність зведеного моменту сил опору крокуючого маніпулятора.

Для дослідження динамічних процесів під час руху крокуючого маніпулятора розроблено двомасову динамічну модель зі зведеними дискретними обертальними масами, яка наведена на рис. 3.1

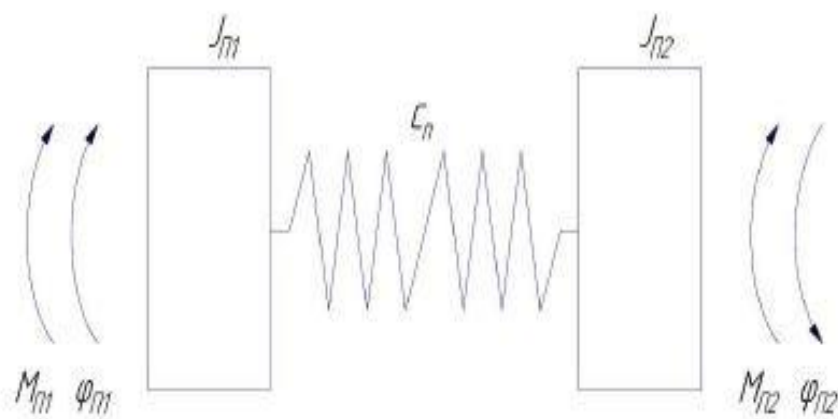


Рис. 3.1. Дискретна динамічна модель крокуючого маніпулятора

В дискретній динамічній моделі крокуючого маніпулятора прийняті такі позначення: $J_{п1}$, $J_{п2}$ - відповідно зведені моменти інерції першої та другої зведених мас динамічної моделі крокуючого маніпулятора; C_n - коефіцієнт жорсткості пружного елемента, що з'єднує зведені маси динамічної моделі крокуючого маніпулятора; $M_{п1}$, $M_{п2}$ - відповідно зведений рушійний момент приводного двигуна першої зведеної маси та зведений момент сил опору другої зведеної маси динамічної моделі крокуючого маніпулятора; $\varphi_{п1}$ - кутова координата повороту першої зведеної маси динамічної моделі; $\varphi_{п2}$ - кутова координата повороту другої зведеної маси динамічної моделі крокуючого маніпулятора.

Для визначення зведеного моменту інерції першої зведеної маси $J_{п1}$ прирівнюємо кінетичну енергію першої частини крокового маніпулятора T_1 до кінетичної енергії першої зведеної маси динамічної моделі маніпулятора $T_{екв}$

$$T_1 = T_{екв}. \quad (3.1)$$

Для проведення розрахунків використані наступні значення конструктивних параметрів приводу крокуючого маніпулятора: J_0 – момент інерції ротора приводного двигуна; J_1 – момент інерції муфти приводу; u_1 – передавальне число приводного механізму; m – маса базової машини з маніпулятором; v – середня швидкість переміщення базової машини з маніпулятором.

Для визначення зведених моментів інерції $J_{п1}$ та $J_{п2}$ зведених мас динамічної моделі розрахуємо значення моментів інерції окремих ланок крокуючого маніпулятора. Визначимо величину зведеного до осі приводного валу моменту інерції ротора двигуна та передавальних елементів приводу

$$J_{п1} = (J_0 + J_1)U^2 = (1,0 + 0,6) \cdot 30^2 = 1440 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

Де $U = 30$ – передаточне число приводного механізму

Визначимо величину, зведеного до осі приводного валу крокуючого маніпулятора моменту інерції базової машини з маніпулятором

$$J_{п2} = (2480) \cdot 0,67^2 = 1113 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Рушійний момент на валу приводного двигуна залежить від його кутової швидкості ротора і визначається наступною залежністю

$$M_{\text{дв.}} = \frac{2M_{\text{max}} \cdot U \cdot \eta}{\frac{S}{S_{\text{кр.}}} + \frac{S_{\text{кр.}}}{S}} \quad (3.2)$$

де S , $S_{\text{кр.}}$ - поточне та критичне ковзання двигуна.

Максимальний момент на валу приводного двигуна визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$M_{\text{max}} = \lambda \cdot M_{\text{н}} = 2.8 \cdot 573 = 1604.4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Поточне значення ковзання двигуна можна визначити за наступною залежністю

$$S = 1 - \frac{g_1 \cdot U}{\omega_{\text{н}}} \quad (3.3)$$

Критичне значення ковзання двигуна визначається за такою формулою

$$S_{\text{кр.}} = S_{\text{ном}} \cdot (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 1}), \quad (3.4)$$

де $\lambda = 2.8$ - кратність максимального моменту двигуна .

Номінальне значення ковзання визначається за наступною залежністю

$$S_{\text{н}} = 1 - \frac{\omega_{\text{н}}}{\omega_0} = \frac{14.65}{15.7} = 0.06. \quad (3.5)$$

Підставивши числові значення в формулу (3.4), знайдемо величину критичного ковзання двигуна

$$S_{кр} = 0.06(2.8 + \sqrt{2.8^2 - 1}) = 0.32. \quad (3.6)$$

Зведений момент сил опору переміщенню люлькового елеватора визначається наступною залежністю і приймає таке числове значення

$$M_{п2} = \frac{(F_{н6}D^2)}{2} = \frac{2202.5 \cdot 0.46^2}{2} = 506.6 \text{ Н} \cdot \text{м}. \quad (3.7)$$

Коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводного мезанізму люлькового елеватора, який визначається наступною залежністю

$$C = \frac{M_H}{\Delta\varphi}. \quad (3.8)$$

Після підстановки числових значень знаходимо допустиму деформацію пружного елемента приводного механізму в радіанах

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

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

де $\Delta\varphi$ - допустимий кут деформації пружного елемента приводного механізму крокуючого маніпулятора, в рад.

Підставивши числові значення в залежність (3.8), знаходимо коефіцієнт жорсткості приоду крокуючого маніпулятора

$$C_{п} = \frac{273}{0,017} = 16060.8 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}},$$

де $C_{п}$ - коефіцієнт жорсткості пружного елемента приводного механізму крокуючого маніпулятора.

3.2. Математична модель крокуючого маніпулятора

Математична модель крокуючого маніпулятора являє собою модель, яка представлена у вигляді математичних рівнянь та співвідношень між параметрами та характеристиками крокуючого маніпулятора. На базі розробленої динамічної моделі, яка відображає динамічні процеси, що проходять при роботі крокуючого маніпулятора, побудовано математичну модель. Для цього викори-

стано принцип Даламбера, згідно з яким механічна система крокуючого маніпулятора перебуває в стані динамічної рівноваги. Тут розглядається динамічна рівновага кожної з мас динамічної моделі з прикладеними до них усіма силами, що на них діють. Тому розчленуємо зведені маси динамічної моделі крокуючого маніпулятора, представленої на рис. 3.1 на дві окремі маси з дією на них усіх активних сил, сил інерції зведених мас та сил реакції в'язі між зведеними масами (рис.3.2).

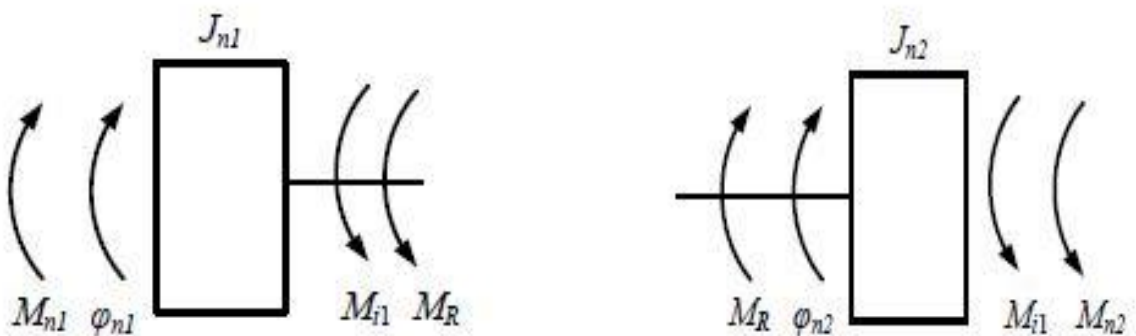


Рис. 3.2. Розчленовані зведені маси динамічної моделі крокуючого маніпулятора

У відповідності з принципом динамічної рівноваги кожної із зведених мас крокуючого маніпулятора з діючими силами (рис.3.2) отримаємо систему двох диференціальних рівнянь, які являють собою математичну модель динаміки руху крокуючого маніпулятора:

$$\begin{aligned} J_{n1}\ddot{\varphi}_1 &= M_{n1} - c(\varphi_1 - \varphi_2); \\ J_{n2}\ddot{\varphi}_2 &= c(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{n2}, \end{aligned} \quad (3.9)$$

де J_{n1}, J_{n2} - зведені моменти інерції першої та другої мас динамічної моделі крокуючого маніпулятора; M_{n1}, M_{n2} – зведені моменти активних сил приводного двигуна та моменту сил опору відповідно першої та другої зведених мас динамічної моделі крокуючого маніпулятора; c – зведений коефіцієнт жорсткості

пружного елемента приводу крокуючого маніпулятора; φ_1, φ_2 - кутові координати першої та другої зведених мас динамічної моделі крокуючого маніпулятора.

Отримана система рівнянь (3.9) є системою двох нелінійних диференціальних рівнянь другого порядку, яка описує динаміку руху з урахуванням діючих сил, сил інерції та пружних сил динамічної моделі, наведеної на рис. 3.2. Нелінійність отриманої системи диференціальних рівнянь пов'язана з нелінійністю рушійного моменту приводного двигуна від частоти обертання ротора. Механічна характеристика двигуна крокового маніпулятора показана на рис. 3.3, звідки видно нелінійність механічної характеристики.

3.3. Результати динамічного аналізу крокуючого маніпулятора

В результаті розв'язування диференціальних рівнянь руху крокового маніпулятора за допомогою розробленої комп'ютерної програми для числових параметрів крокуючого маніпулятора, наведених в табл. 3.1, розраховані залежності кінематичних, силових та енергетичних характеристик маніпулятора.

За результатами проведених розрахунків побудовані графічні залежності (рис.3.3,...,рис.3.9), які описують кінематичні, силові та енергетичні характеристики приводного механізму та робочого органу лабораторної установки для визначення коефіцієнта тертя ковзання.

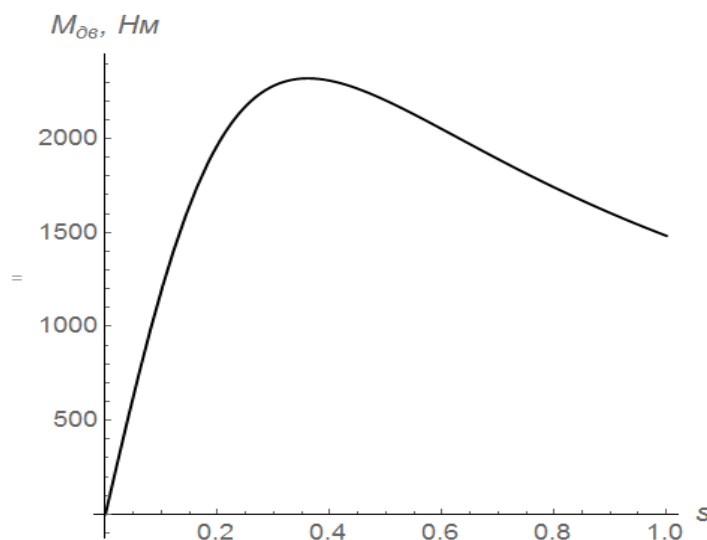


Рис. 3.3. Механічна характеристика двигуна лабораторної установки

На рис. 3.3 представлено механічну характеристику приводного двигуна крокового маніпулятора, де рушійний момент є функцією ковзання.

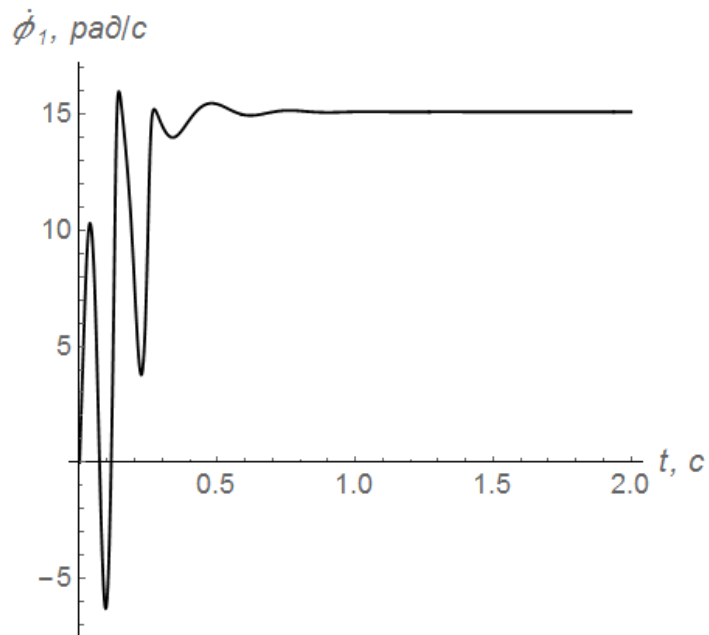


Рис.3.5. Графік кутової швидкості першої зведеної маси

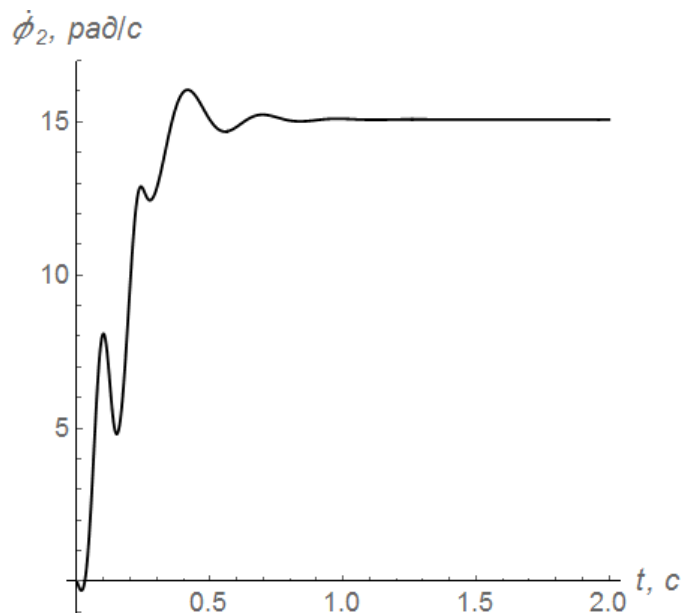


Рис.3.6. Графік кутової швидкості другої зведеної маси

На рис.3.5 і 3.6 наведені графічні залежності кутових швидкостей першої та другої зведених мас крокуючого маніпулятора. З отриманих графіків видно,

що кутові швидкості як першої, так другої зведених мас виходять на усталений рух протягом одної секунди. Однак на ділянці пуску в обох масах спостерігаються значні коливання кутової швидкості, які досить швидко затухають.

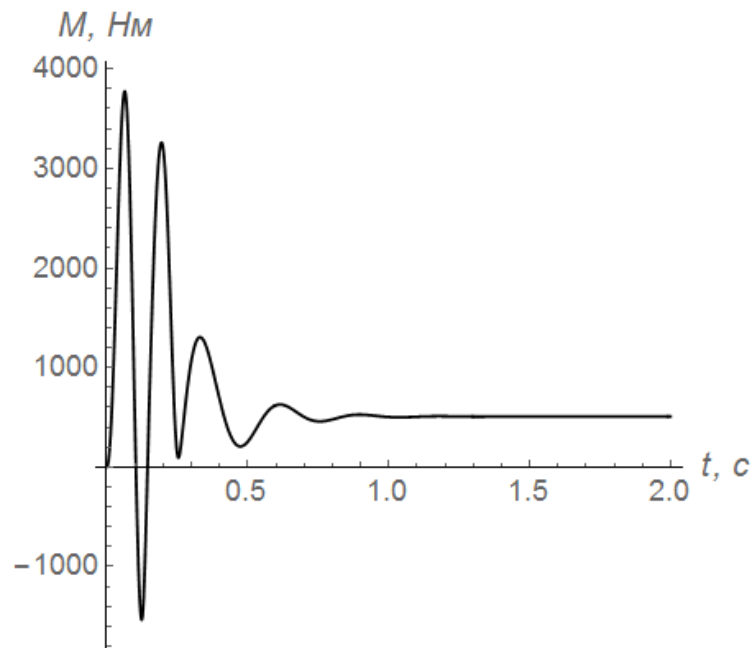


Рис. 3.7. Графік зміни пружного моменту в привіді крокуючого маніпулятора

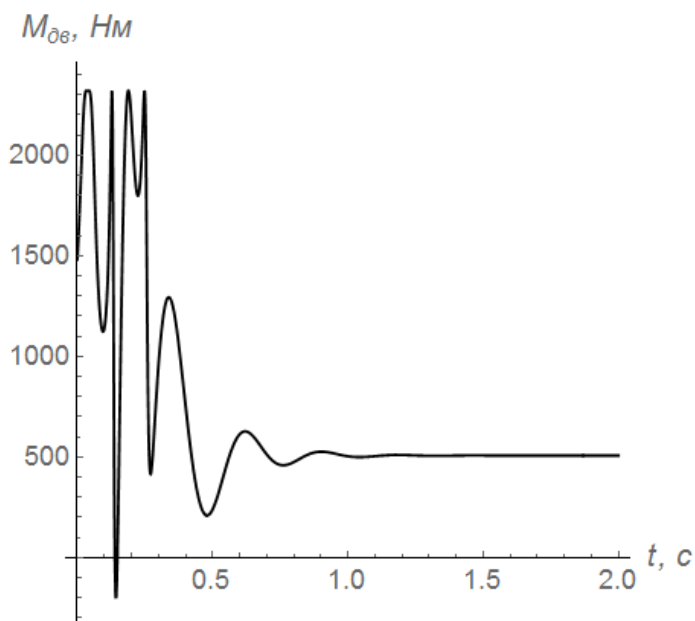


Рис.3.8. Графік зміни рушійного моменту першої зведеної маси крокуючого маніпулятора

З графіка пружного моменту приводу крокуючого маніпулятора (рис.3.7) спостерігаються на ділянці пуску значні коливання моменту в передавальному механізмі. Причому максимальне значення моменту майже у 8 разів перевищує усталене значення. В той же час з графіка рушійного моменту крокуючого маніпулятора (рис.3.8) можна бачити, що на ділянці пуску спостерігаються більш інтенсивні коливання рушійного моменту в порівнянні з пружним моментом. Однак тут максимальне значення моменту перевищує усталене значення приблизно в 5 разів. Позитивним моментом тут є те, що рушійний та пружний моменти затухають протягом процесу пуску, але перевантаження моментів у 5 та 8 разів є досить великим, що може привести до руйнування елементів приводного механізму та самого двигуна.

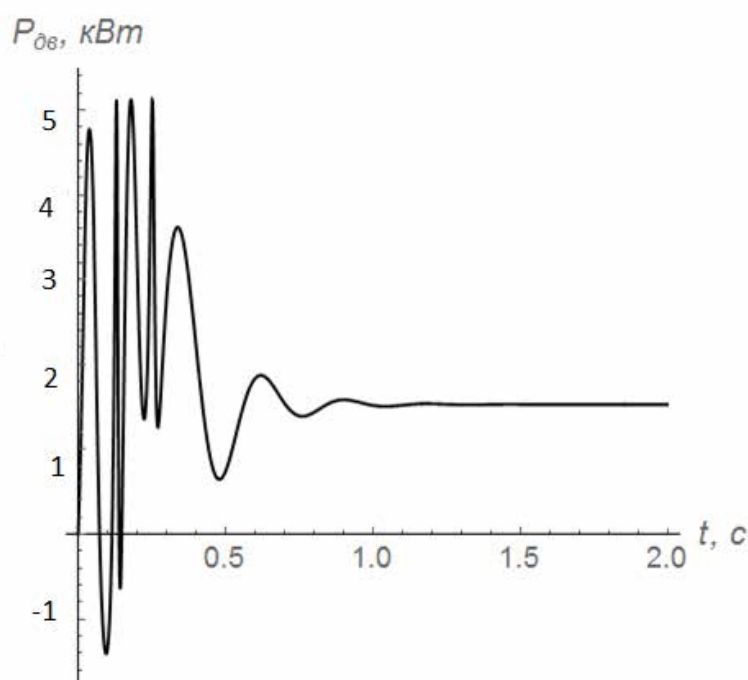


Рис.3.9. Графік зміни потужності двигуна крокуючого маніпулятора

З рис.3.9 можна спостерігати досить інтенсивні коливання потужності приводного двигуна на ділянці пуску, в яких максимальне значення в 2,7 разів перевищує усталене значення. При цьому таке перевантаження двигуна не перевищує його перевантажувальної здатності.

РОЗДІЛ 4. ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ПУСКУ КРОКУЮЧОГО МАНІПУЛЯТО- РА

4.1. Вибір критерію оптимізації режиму пуску крокуючого маніпулятора

В третьому розділі здійснено динамічний аналіз режиму руху крокуючого маніпулятора. З наведеного аналізу встановлено, що в пружній системі приводного механізму крокуючого маніпулятора виникають значні динамічні навантаження коливального характеру, максимальне значення яких значно перевищує номінальне значення на ділянці усталеного руху. Для покращення режиму руху крокуючого маніпулятора є необхідність в мінімізації динамічних навантажень під час процесу пуску маніпулятора. Такі навантаження руйнують елементи приводу та конструкцію крокуючого маніпулятора. Більше того, наявність змінних динамічних навантажень негативно впливає на процес роботи маніпулятора.

Для мінімізації динамічних навантажень і усунення коливань ланок приводного механізму виникає потреба в оптимізації режиму пуску приводного механізму, оскільки саме на цій ділянці руху крокового маніпулятора виникають найбільші динамічні навантаження коливального характеру. Усунення цих навантажень забезпечує рівномірний рух крокуючого маніпулятора і зменшується його руйнування під час руху. Крім того, зменшення динамічних навантажень приводить до підвищення надійності рамної конструкції, приводного механізму та робочого обладнання. Саме на ділянці пуску виникають найбільші динамічні навантаження в передавальних елементах приводного механізму. Такі навантаження носять коливальний характер, що досить негативно впливає на втомне руйнування елементів приводу, рамної конструкції та маніпуляційного обладнання. При цьому знижується надійність та довговічність роботи крокуючого маніпулятора, а також зростають енергетичні витрати приводного механізму. З наведеного можна зробити висновок, що критерій оптимізації режиму руху крокуючого маніпулятора має враховувати пружні характеристики приво-

ду на всій ділянці пуску. Оскільки критерій має відображати динамічні навантаження протягом усього процесу пуску, то він повинен бути інтегральним. Більше того, він повинен відображати основні параметри та характеристики крокуючого маніпулятора, тому має ґрунтуватись на його динамічній моделі і відображати усі динамічні процеси протягом пуску. Тому необхідною формою критерію оптимізації є його інтегральна форма, коли динамічні характеристики крокуючого конвеєра виражаються інтегралом за часом протягом процесу пуску.

Враховуючи наведене, за критерій оптимізації режиму руху крокуючого маніпулятора на ділянці пуску використаємо середньоквадратичне значення пружного моменту в передавальному механізмі приводу протягом пуску. В цьому випадку критерій оптимізації має вигляд визначеного інтегралу за часом протягом пуску

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

Тут t , t_1 – координата часу та тривалість процесу пуску крокового маніпулятора; M_p – момент сили в пружному елементі приводу крокового маніпулятора.

Наведений критерій оптимізації є інтегральним за формулою і виражається конкретним числом за час пуску, яке відображає середньоквадратичне значення пружного моменту в передавальному механізмі приводу крокового маніпулятора.

4.2. Визначення оптимального режиму пуску

Оскільки обраний критерій оптимізації відображає дію змінних динамічних навантажень коливального характеру в пружному елементі приводу крокового конвеєра, то в процесі оптимізації він підлягає мінімізації. Треба вибрати такий режим пуску приводу крокового конвеєра, щоб критерій (4.1) приймав мінімальне значення. Оскільки критерій оптимізації є функціоналом, тому доцільним методом мінімізації критерію (4.1) є методи варіаційного числення.

Сформуємо підінтегральний вираз критерію (4.1). Для цього наведемо вираз моменту сили в пружному елементі приводу крокуючого маніпулятора

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

де c – коефіцієнт жорсткості передавального механізму приводу крокуючого маніпулятора; φ_1, φ_2 – кутові координати першої та другої зведених мас динамічної моделі крокуючого маніпулятора.

З другого рівняння системи диференціальних рівнянь руху крокуючого маніпулятора (3.3) визначимо пружний момент сили

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

де J_{p2} - момент інерції другої зведеної маси динамічної моделі крокового маніпулятора;

M_{p2} –

зведений момент сил опору другої зведеної маси крокового конвеєра. -

Представимо підінтегральний вираз критерію (4.1) з урахуванням залежності (4.3). Після чого отримаємо наступну залежність підінтегрального виразу критерію(4.1)

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

Умовою мінімуму критерію (4.1), з урахуванням виразу (4.4), є рівняння Ейлера-Пуассона, яке виражається наступним чином

$$\frac{\partial f}{\partial \varphi_2} - \frac{d}{dt} \frac{\partial f}{\partial \dot{\varphi}_2} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial f}{\partial \ddot{\varphi}_2} = 0.$$

Після підстановки в це рівняння виразу (4.4) маємо диференціальне рівняння четвертого порядку

$$2 J_{p2} \ddot{\ddot{\varphi}}_2 = 0. \quad (4.5)$$

Рівняння (4.5) справедливе, коли $\ddot{\varphi}_2 = 0$, оскільки інші величини є інерційними характеристиками крокуючого маніпулятора. В результаті інтегрування рівняння (4.5) отримаємо такі залежності:

$$\begin{aligned}\ddot{\varphi}_2 &= C_1; \\ \dot{\varphi}_2 &= C_1 t + C_2; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^2}{2} + C_2 t + C_3; \\ \varphi_2 &= \frac{C_1 t^3}{6} + \frac{C_2 t^2}{2} + C_3 t + C_4.\end{aligned}\tag{4.6}$$

Тут C_1, C_2, C_3, C_4 - постійні інтегрування, які знаходяться з крайових умов руху узагальненої координати другої маси динамічної моделі крокуючого маніпулятора:

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

В крайових умовах (4.7) ω - усталена кутова швидкість другої зведеної маси динамічної моделі крокового маніпулятора. Після підстановки крайових умов (4.7) в залежності (4.6) знайдемо постійні інтегрування:

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

В результаті підстановки виразів (4.8) в залежності (4.6) визначимо оптимальний динамічний режим пуску крокового маніпулятора. Отриманий режим пуску забезпечує плавну зміну пружного моменту в приводному механізмі. При такому режимі пуску усуваються коливання в пружному елементі приводу крокового конвеєра. Отриманий оптимальний режим пуску крокового конвеєра до мінімуму зводить дію динамічних навантажень в пружному елементі приводного механізму.

З другого рівняння системи (3.9) виразимо кутову координату першої зведеної маси динамічної моделі крокового конвеєра через координату другої зведеної маси

$$\varphi_1 = \varphi_2 + \frac{J_2}{c} \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_{p2}}{c}. \quad (4.8)$$

Взявши двічі похідні за часом від виразу (4.8), отримаємо кутові швидкість та пришвидшення обертання першої зведеної маси динамічної моделі крокового маніпулятора:

$$\dot{\varphi}_1 = \dot{\varphi}_2 + \frac{J_{p2}}{c} \ddot{\varphi}_2 + \frac{M_{p2}}{c}; \quad (4.9)$$

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

Після цього визначимо пружний момент в приводному механізмі та рушійний момент на валу приводного двигуна крокового конвеєра:

$$M_p = J_{p2} \ddot{\varphi}_2 + M_{p2}; \quad (4.11)$$

$$M_d = J_{p1} \ddot{\varphi}_1 + J_{p2} \ddot{\varphi}_2 + M_{p2}. \quad (4.12)$$

Визначимо також залежність, для потужності на валу приводного двигуна крокового маніпулятора

$$P_d = M_d \dot{\varphi}_1. \quad (4.13)$$

4.3. 4.3.Результати оптимізації режиму руху крокового маніпулятора

На основі проведених розрахунків визначено оптимальний режим пуску крокового маніпулятора та побудовано графічні залежності кінематичних (рис. 4.1 – 4.2), динамічних (рис.4.3.) та енергетичних (рис.4.4) характеристик оптимального режиму пуску приводного механізму.

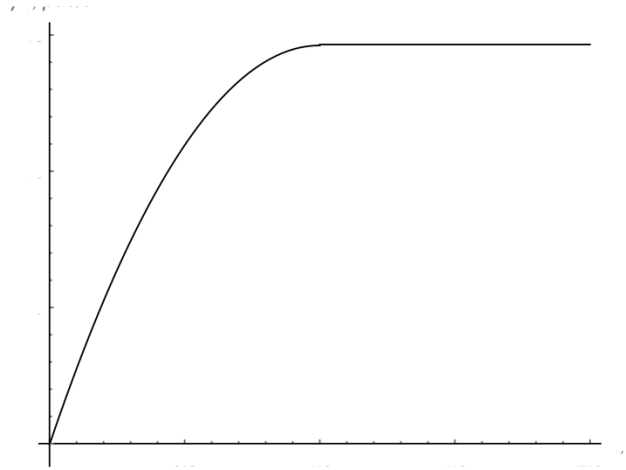


Рис. 4.1. Графік кутової швидкості першої зведеної маси динамічної моделі

Кутова швидкість першої зведеної маси (рис.4.1) динамічної моделі крокового маніпулятора змінюється плавно по параболічному закону до ustalеної швидкості. Такий режим руху до мінімуму зводить дію динамічних навантажень і усуває коливання в елементах приводу крокового маніпулятора.

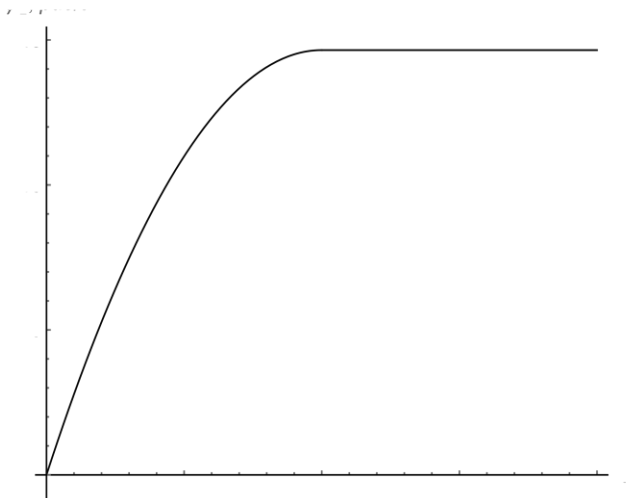


Рис. 4.2 - Графік кутової швидкості другої зведеної маси динамічної моделі

Кутова швидкість другої зведеної маси (рис.4.2) динамічної моделі крокового маніпулятора також змінюється плавно по параболічному закону до ustalеної швидкості руху. Такий режим оптимального пуску до мінімуму зводить динамічні навантаження в приводному механізмі крокового маніпулятора.

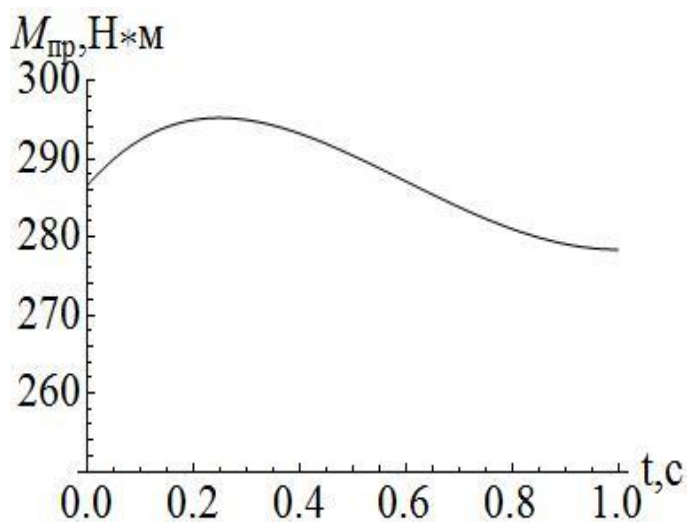


Рис. 4.3 - Графік зміни пружного моменту в приводі крокового маніпулятора

З рис.4.3 видно, що пружний момент динамічної моделі крокового маніпулятора змінюється плавно без коливань до усталеного значення. При такому оптимальному режимі пуску максимальне значення пружного моменту в приводі лише на 5% перевищує його усталене значення.

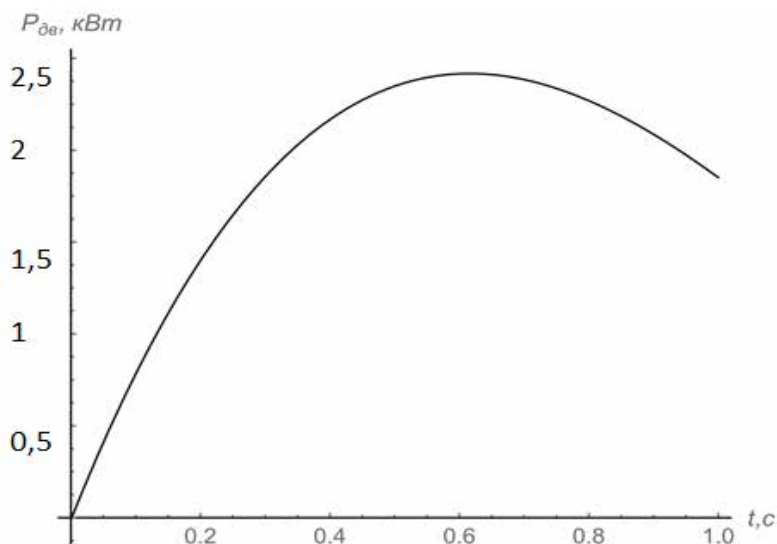


Рис. 4.4 - Графік зміни потужності на валу приводного двигуна крокового маніпулятора

Потужність на валу приводного двигуна (рис. 4.4.) крокового маніпулятора змінюється плавно без коливань з досягненням максимального значення

під кінець процесу пуску, після чого плавно зменшується до сталого значення. Такий оптимальний режим пуску сприяє нормальній роботі приводного двигуна крокового маніпулятора.

РОЗДІЛ 5. ОХОРОНА ПРАЦІ

З метою проведення успішного та найбільш ефективного процесу автоматизації та механізації будівельних робіт необхідно провести надійну підготовку робіт. Вона включає в себе: підготовку персоналу та робочого місця, встановлення та монтаж обладнання.

В організації, що планує застосування маніпулятора, проходять відповідну кваліфікаційну підготовку інженерно-технічні працівники та робочий персонал з обслуговування та експлуатації. Навчання проводиться на курсах підвищення кваліфікації фахівцями НДІ, що займається вирішенням цієї проблеми.

Слід зазначити, що роботи з експлуатації маніпуляторів і роботів у будівництві тільки починається, тому багато питань існують лише в теоретичному плані, але їх потрібно вирішувати і практично. Це стосується і конструктивних матеріалів, нормативних документів тощо. Підготовка полягає у вивченні та освоєнні питань улаштування засобів роботизації, організації робіт з впровадження маніпулятора, основ експлуатації та техніки безпеки.

Особи, які не пройшли спеціальної підготовки, не допускаються до роботи. Підготовка робочого місця передбачає проведення робіт із підготовки комунікацій, систем зв'язку, оснащення контрольно-інформаційними пристроями та безпосередньо оснащення робочого місця спеціальними пристроями.

Оснащення контрольно-інформаційними пристроями дозволить дотримуватися техніки безпеки виконання робіт та отримати необхідні відомості про функціонування маніпулятора.

Робоче місце має забезпечити можливість виконання маніпуляційних дій відповідно до характерних дій маніпуляторів.

У свою чергу до монтажних робіт належать і роботи із заміни робочих органів. У цьому проекті функціонального маніпулятора змінюють захватні пристрої для різних видів робіт.

Заміна робочого обладнання, окремих модулів, демонтаж перед транспортуванням та монтаж на новому місці здійснюється відповідно до «Технічного опису та інструкції з експлуатації» або інструкції з монтажу та демонтажу. Для

монтажних і демонтажних робіт рекомендується створювати спеціальні бригади, що мають досвід роботи з монтажу та демонтажу маніпуляторів.

Впровадження маніпуляторів і роботів у цілому сприяє зниженню числа нещасних випадків на виробництві, тому що вони замінюють людину насамперед при виконанні небезпечних та шкідливих операцій. З іншого боку, засоби роботизації є пристроями підвищеної небезпеки і можуть стати причинами травматизму. При вивченні причин нещасних випадків, пов'язаних із роботами та маніпуляторами, встановлено, що в основному вони відбуваються через зіткнення сторонніх робітників з виконавчими пристроями маніпулятора. Під час виконання операцій навчання, налагодження та під час ремонту маніпуляторів трапляються ситуації, коли у процесі виконання певної команди відбуваються збої в траєкторії руху виконавчого пристрою. Для таких ситуацій потрібний особливо високий рівень забезпечення безпеки. Недостатність підготовки оператора також може спричинити нещасний випадок.

При автоматизації будівництва основні заходи спрямовані на запобігання дотику засобів механізації з людиною, застосування пристрою екстреного зупинення та навчання персоналу.

Центральне місце у будівництві зі створення безпечної техніки та технології виробничих та допоміжних процесів належить стандартизації.

Спільно стандарти безпеки класифікуються на чотири групи, і всі вони повинні враховуватися при створенні засобів автоматизації будівництва.

Перші з них регламентують санітарно-гігієнічні вимоги до робочої зони під час роботи з речовинами з небезпечними та шкідливими властивостями.

До другої класифікаційної групи входять стандарти до конструкції обладнання та елементів (робочим органам, засобам контролю, сигналізації, захисним пристроям тощо).

Третя група відноситься до розміщення елементів технологічних систем, до робочих місць і методів контролю виконання вимог безпеки.

Четверта група визначає технічні вимоги до конструктивних, експлуатаційних та гігієнічних властивостей засобів захисту.

При експлуатації маніпуляторів на будівельно-монтажних роботах на працюючих впливають такі фактори: рухомі пристрої та їх рухомі частини, а також об'єкти маніпулювання, підвищена запиленість та загазованість робочої зони та зони обслуговування, розташування проводів повітряної лінії електропередач у робочій зоні, підвищена температура поверхонь, розташування робочого місця на висоті, підвищена або знижена температура повітря в зоні обслуговування, підвищений рівень шуму та вібрації на робочому місці, недостатня оглядовість, небезпечний рівень напруги в електричному ланцюзі, замикання, яке може статися через тіло людини, захаращеність та недостатня освітленість зони обслуговування, фізичні та нервово-психологічні навантаження оператора (машиніста)

До роботи з маніпуляторами та роботами допускаються особи не молодші 18 років, які пройшли медичне обслуговування, спеціальний курс навчання з безпеки праці та отримали посвідчення на право обслуговування маніпуляторів.

Маніпулятори, призначені для експлуатації в умовах підвищеної запиленості та температури повітря, за наявності вибухо- та пожежонебезпечних сумішей та в інших несприятливих умовах виробничого середовища, повинні мати відповідне захисне виконання. Захватний пристрій маніпулятора утримує об'єкт маніпулювання при раптовому відключенні напруги (живлення), якщо падіння об'єкта може призвести до впливу небезпечних виробничих факторів на людину.

Маніпулятор має регулятор, що знижує швидкість переміщення виконавчих пристроїв до 0,3 м/с, якщо операції навчання та налагодження маніпулятора вимагають перебування обслуговуючого персоналу в зоні робочого простору.

Для підвищення безпеки праці оператора в конструкцію маніпулятора введені пристрої, що забезпечують отримання та передачу на пульт управління інформації: про режим роботи, спрацювання блокувань маніпулятора, наявність збою в роботі маніпулятора, про наявність руху виконавчих пристроїв.

Електрообладнання маніпулятора оснащено пусковою апаратурою, що виключає незалежно від положення органів управління мимовільне включення обладнання при відновленні раптово зниклого напруження.

Маніпулятор оснащений засобами захисту (обмежувальними, запобіжними, блокуючими, сигналізуючими та ін.), що виключають можливість впливу на обслуговуючий персонал небезпечних та шкідливих виробничих факторів при роботі в режимах навчання та використання програми. Ці засоби не повинні обмежувати технологічні можливості маніпуляторів та зручність їх обслуговування.

У конструкції маніпулятора передбачені засоби, що забезпечують зупинку виконавчих пристроїв: - при виході маніпулятора за межі робочого простору. Вихід маніпулятора за межі робочої зони необхідно обмежити жорсткими упорами, які витримують навантаження з урахуванням динамічних та статичних зусиль.

Блокуючі пристрої маніпулятора при роботі в одному з режимів виключають можливість роботи в іншому режимі та мимовільне перемикання з одного режиму на інший. Система управління маніпулятора має пристрій аварійного зупинки, що спрацьовує орт команди оператора при порушенні працездатності маніпулятора, що веде до виникнення небезпечних факторів незалежно від режиму роботи, у тому числі при раптовому відключенні будь-якого виду живлення, яке використовують у обладнанні, що обслуговується.

При спрацьовуванні пристрою аварійного зупинки виключається можливість впливу на обслуговуючий персонал небезпечних виробничих факторів. Спрацювання пристрою аварійного зупинки забезпечується спеціальною командою, що подається оператором (машиністом). На початок роботи маніпулятора за огорожу видаляються сторонні предмети. У разі неможливості видалення через огорожу вони повинні встановлюватися поза досяжністю їх виконавчими пристроями маніпуляторів.

Перед початком роботи проводиться перша перевірка функціонування частин комплексу. При цьому блокувальні пристрої повинні спрацьовувати відповідно до гідравлічної, пневматичної та електричної схем.

Обслуговуючому персоналу заборонено перебувати у робочому просторі маніпулятора. Неполадки та аварійні ситуації, що виникають у процесі експлуатації, щомісяця реєструються оператором або наладчиком у спеціальному журналі, форму якого встановлює підприємство та затверджує головний інженер.

Заборонено виконувати ремонтні роботи, пов'язані з обслуговуванням маніпулятора, а також щодо приєднання та від'єднання робочого органу маніпулятора без відключення живлення.

Під час виконання робіт, у робочому просторі маніпулятора в системі включення живлення повинен бути вивішений плакат із застережливим написом «Не включати!».

Вимоги до умов праці оператора

Технічний рівень машини визначається як досконалістю їх технічних показників, а й рівнем забезпечення умов праці та безпеки оператора.

До регламентованих показників відносяться рівень концентрації пилу, параметри вібрації у вертикальному та горизонтальному напрямку на сидіння оператора, мікроклімату в кабінеті (температура, вологість, швидкість руху повітря в зоні дихання, перепад температур у кабінеті), освітленість ділянок поля та дороги, внутрішні розміри кабінети, розташування органів управління (кермового колеса, важелів механізмів повороту, опорних майданчиків, часто використовуваних панелей та інших.), сили опору переміщенню органів управління, засоби відображення інформації, оглядовість з робочого місця оператора та інших.

Техніка безпеки під час експлуатації крокуючої машини

При прийомі робітника він проходить вступний інструктаж, при якому йому пояснюють загальні правила техніки безпеки. Після вступного інструкта-

жу робітник проходить первинний інструктаж у інженерно-технічного персоналу. При цьому робітника знайомлять із правилами пуску, роботи та зупинки машини, поводження з електрообладнанням, засобами вогнегасіння та індивідуальними пристроями. У процесі навчання вступник ознайомлюється з інструкцією з техніки безпеки, що стосується його робочого місця.

Позаплановий інструктаж проводять для перевірки знань з техніки безпеки.

На продуктивність робітника дуже сильно впливають метеорологічні умови:

1. Температура. Вона має бути оптимальною і має бути більше 25 °С.
2. Вологість. При великій вологості, а якщо ще підвищена температура, то можливий парниковий ефект, при якому різко зменшується працездатність.
3. Запиленість. Якщо в повітрі дуже багато пилу, то можливо отримати ряд професійних захворювань.
4. Швидкість руху повітря та випромінювання від нагрітих предметів також впливають на стомлюваність та працездатність оператора при експлуатації машини.

Звукоізоляція машини (крокуючої) – це перш за все вихлопна труба.

Безпечна експлуатація машини на тягово-транспортних роботах забезпечується падінням таких заходів, як створення сприятливих умов праці, підвищення кваліфікації обслуговуючого персоналу, забезпечення технічного нагляду за технікою з боку інженерно-технічних працівників та ремонту з боку обслуговуючого персоналу.

Для надійності роботи систем управління необхідні резервні ланцюги електроживлення від електрогенератора до силового приводу машини.

Аварії можуть статися внаслідок ослаблення болтових з'єднань, втрати шплінтів, гайок, шайб, різке підвищення напруги на ділянках ланцюга внаслідок короткого замикання тощо. необхідно регулярно перевіряти та підтягувати ці з'єднання.

Елементи механічної конструкції під час роботи з перевантаженнями або під впливами вібрацій можуть зазнавати втомного руйнування.

РОЗДІЛ 6. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

При механізації та автоматизації процесів в ефективність включаються як економічні, так і соціальні чинники. При цьому автоматизація повинна бути ефективним засобом підвищення продуктивності праці, покращення якості виконання робіт, зниження витрат важкої, монотонної, небезпечної та шкідливої праці.

Ефективність застосування даного маніпулятора обумовлюється:

- раціональністю вибору об'єкта автоматизації;
- ступенем відповідності конструкції маніпулятора умовам їхнього використання;
- наявністю та ступенем підготовки персоналу до експлуатації маніпулятора;
- сумою витрат на придбання, або на розробку та виготовлення, монтаж, налагодження та експлуатацію маніпулятора;
- часом застосування маніпулятора;
- коефіцієнтом використання.

6.1. Характеристика базової та нової техніки

До комплексу змінних робочих органів маніпулятора входять: екскаваторний ківш, планувальний ківш, захват для переміщення циліндричних об'єктів, захват для подачі до місця монтажу, ножиці для перерізання арматури, пристрій для приєднання до робочого обладнання трамбовувального гідравлічного молота з плитою.

Багатофункціональний маніпулятор зі змінним обладнанням дозволяє замінити екскаватор, навантажувач та інші машини.

Таблиця 6.1.

Характеристика базової та нової техніки

Базова техніка	Число робочих	Нова техніка	Число робочих
Багатофункціональний маніпулятор МЕО-3341 на базі високопрохідного транспортного засобу ТСВ-51 зі змінним робочим обладнанням	1	Багатофункціональний маніпулятор МЕО-3341 на базі високопрохідного крокуючого рушія зі змінним робочим обладнанням	1

Базова техніка:

Вихідні дані

Вантажопідйомність 5 т.

Маса 10 000 кг.

Швидкість пересування 0..20 м/с

Потужність двигуна 147 кВт

6.2. Визначення капітальних вкладень

6.2.1. Вартість нової техніки

Вартість нової техніки визначається наступною залежністю

$$Z_{нт} = \frac{Z_{бт} \cdot m_{нт}}{m_{бт}} \cdot K_{удор}, \quad (6.1)$$

$Z_{бт}$ – вартість базової техніки – 596860 грн.;

$m_{бт}$ – маса базової техніки – 10000 кг.;

$m_{нт}$ – маса нової техніки – 8000 кг.;

$K_{удор}$ – коефіцієнт зростання ціни нової техніки – 1,2.

Тоді вартість нової техніки приймає значення

$$Z_{нт} = \frac{596860 \cdot 8000}{10000} \cdot 1,2 = 572986 \text{ грн.}$$

6.2.2. Розрахунок продуктивності та фонду часу роботи

Вантажна продуктивність техніки на рік визначається за такою формулою

$$П = Eч \cdot Tг \cdot Kпв, \text{ одиниць продуктивності / рік} \quad (6.2)$$

$Eч$ – експлуатаційна продуктивність, т/год;

$Tг$ – річний фонд часу роботи, год/рік;

$Kпв$ – внутрішні втрати часу.

Для нової техніки $Kпв = 0,9$.

Коефіцієнт $Kпв$ враховує внутрішні втрати часу з організаційних причин, невраховані в експлуатаційній продуктивності.

Річний фонд часу роботи техніки визначається за формулою

$$Tг = \frac{(365 - Dп - Dв - Dм) \cdot Tсм \cdot Kсм}{1 + Dр \cdot Tсм \cdot Kсм}, \quad (6.3)$$

де $Dв$ – кількість вихідних та святкових днів на рік, $Dв = 115$;

$Dп$ – кількість днів, що витрачаються на перебазування техніки протягом року;

$Dм$ – середня тривалість простою за метеорологічними умовами;

$Tсм$ - тривалість зміни, $Tсм = 8$ год - для п'ятиденного робочого тижня;

$Kсм$ - коефіцієнт змінності роботи техніки.

$Dр$ - час знаходження техніки у всіх видах технічного обслуговування (ТО), точного (ТР) та капітального ремонту (КР), що припадають на 1 годину роботи, бар.дн. / год.

Річний фонд часу роботи техніки становить :

$$Tг = \frac{(365 - 115 - 7,5 - 6) \cdot 8 \cdot 1}{1 + 0,025 \cdot 8 \cdot 1} = 1577 \text{ год/рік.}$$

Час знаходження техніки у всіх видах ТО, ТР, КР визначається за формулою:

$$D_p = \frac{\sum_{m} P_p \cdot A}{T_{\text{ц}}}, \quad (6.4)$$

де P_p - середній час перебування техніки в ТО та ТР, робочі дні;

D_o - середній час доставки в ремонт і назад та очікування ремонту, дні ($T_p = 10$, $K_p = 20$);

A – кількість ТО, ТР та КР за міжремонтний цикл;

m – число різновидів ТО та ТР за міжремонтний цикл;

$T_{\text{ц}}$ - міжремонтний цикл, $T_{\text{ц}} = 6060$ год.

Час знаходження базової техніки в ТО, ТР, КР:

$$D_p = \frac{17 \cdot 28 + 36 \cdot 1 + 0,3 \cdot 72 + 1 \cdot 18}{6060} = 0,026 \text{ робочих днів/рік.}$$

Підставляючи наявні дані у відповідні формули, отримаємо річну продуктивність базової техніки, яка становить

$$P_1 = 55,4 \cdot 1577 \cdot 0,8 = 69893 \text{ т/рік}$$

Річна продуктивність нової техніки складає:

$$P_2 = 55,4 \cdot 1577 \cdot 0,9 = 78629 \text{ т/год}$$

Річний обсяг виконаної роботи в гривнях визначимо за такою формулою

$$V = P \cdot c, \quad (6.5)$$

де c – вартість одиниці виконаної роботи, $c_{\text{БТ}} = 4,5$ грн., $c_{\text{НТ}} = 3,5$ грн.

$$V_{\text{БТ}} = 69893 \cdot 4,5 = 314518,5 \text{ грн.}$$

$$V_{\text{НТ}} = 78629 \cdot 3,5 = 275201,5 \text{ грн.}$$

6.3. Визначення річних поточних витрат

Річні поточні (експлуатаційні) витрати визначаємо за наступною формулою

$$И = Z_p + K_p + A_p + \Delta p + Z_t + C_m + П_б, \quad (6.6)$$

де Z_p – витрати на заробітну плату робітників;
 K_p – витрати на капітальний ремонт;
 A_p – амортизаційні відрахування;
 \mathcal{E}_p – витрати на технічні огляди та поточний ремонт;
 Z_t – витрати на паливо;
 C_m – витрати на мастильні матеріали;
 M_g – витрати на мастило;
 P_b – витрати на перебазування.

Витрати на заробітну плату:

- базової техніки за наступною формулою

$$Z_{p1} = K_n \cdot K_c \cdot T_g \cdot C_t \quad (6.7)$$

- нової техніки за такою ж формулою

$$Z_{p2} = K_n \cdot K_c \cdot T_g \cdot C_t \quad (6.8)$$

де K_n – накладні витрати на зарплату, $K_n = 1,1$;

K_c – коефіцієнт, що враховує додаткову зарплату та відрахування до фонду соціального страхування, $K_c = 1,6$;

C_t – годинна тарифна ставка, $C_{t1} = 40,46$ грн (4 розряд),

Витрати на заробітну плату працівників:

$$Z_{p1} = 1,1 \cdot 1,6 \cdot 1577 \cdot 40,46 = 112297 \text{ грн.}$$

- нової техніки

$$Z_{p2} = 1,1 \cdot 1,6 \cdot 1577 \cdot 45 = 124898,4 \text{ грн.}$$

Річні витрати на капітальний ремонт:

- базової техніки визначаються за формулою

$$K_{p1} = \frac{N_k \cdot Z_{bt}}{100} \cdot K_n \quad (6.9)$$

- нової техніки за такою формулою

$$K_{p2} = \frac{N_k \cdot Z_{nt}}{100} \cdot K_n \quad (6.10)$$

де N_k - норма відрахувань на капітальний ремонт, $N_k = 8\%$.

Річні витрати на капітальний ремонт:

- базової техніки становлять

$$Kp_1 = \frac{8 \cdot 596860}{100} \cdot 1,1 = 52523,7 \text{ грн.}$$

- нової техніки складають

$$Kp_2 = \frac{8 \cdot 572986}{100} \cdot 1,1 = 50422,8 \text{ грн.}$$

Річні амортизаційні відрахування на реновацію:

- для базової техніки визначаються за формулою

$$Ap_1 = \frac{Нр \cdot Збт \cdot Кн}{100} \quad (6.11)$$

- для нової техніки визначаються за наступною формулою

$$Ap_2 = \frac{Нр \cdot Знт \cdot Кн}{100} \quad (6.12)$$

Річні амортизаційні відрахування на реновацію:

- для базової техніки складають

$$Ap_1 = \frac{15 \cdot 596860 \cdot 1,1}{100} = 98481,9 \text{ грн.}$$

- для нової техніки становлять

$$Ap_2 = \frac{14 \cdot 572986 \cdot 1,1}{100} = 88239,8 \text{ грн.}$$

Витрати на технічні огляди та поточний ремонт визначаються наступним чином:

- для базової техніки визначаються за такою формулою

$$\mathcal{E}p_1 = \frac{Збт \cdot Кн}{100} \quad (6.13)$$

- для нової техніки визначаються наступною залежністю

$$\mathcal{E}p_2 = \frac{Знт \cdot Кн}{100} \quad (6.14)$$

де $Кн$ - норми відрахувань на ТО та ТР, становлять $Кн = 4\%$.

Витрати на технічні огляди та поточний ремонт:

- для базової техніки становлять

$$\mathcal{E}p_1 = \frac{596860 \cdot 4}{100} = 23874,4 \text{ грн.}$$

- для нової техніки складають

$$\mathcal{E}p_2 = \frac{572986 \cdot 4}{100} = 22919,4 \text{ грн.}$$

Річні витрати на паливо для ДВЗ визначаються за наступною формулою:

$$Z_T = 1,03 \cdot 10^{-6} \cdot C_T \cdot M_H \cdot T_H \cdot K_M \cdot K_B \cdot K_D, \quad (6.15)$$

де C_T – ціна палива, $C_T = 54680$ грн/т;

M_H – номінальна потужність двигуна, $M_H = 147$ кВт;

T_H – витрата палива при номінальній потужності.

K_M – коефіцієнт використання потужності двигуна, $K_M = 0,6$;

K_B – коефіцієнт двигуна за часом, $K_B = 0,8$;

K_D – коефіцієнт, що враховує зміну витрати пального в залежності від ступеня використання двигуна за потужністю становить, $K_D = 1,06$.

Річні витрати на паливо:

- для базової техніки становлять

$$Z_{T1} = 1,03 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1 \cdot 54680 \cdot 1577 \cdot 147 \cdot 240 \cdot 0,6 \cdot 0,8 \cdot 1,06 = 1753742 \text{ грн.}$$

- для нової техніки складають

$$Z_{T2} = 1,03 \cdot 10^{-6} \cdot 1,1 \cdot 54680 \cdot 1577 \cdot 125 \cdot 240 \cdot 0,6 \cdot 0,8 \cdot 1,06 = 1491278 \text{ грн.}$$

Річні витрати на оливу для гідросистеми визначаються за такою формулою

$$M_G = K_H \cdot E_H \cdot P \cdot C_M \cdot M_D \cdot \frac{T_G}{T_C} \cdot 10^{-3}, \quad (6.16)$$

де E_H – місткість гідросистеми, дм^3 ;

P – об'ємна маса оливи, $\text{кг}/\text{дм}^3$;

C_M – оптова ціна оливи, $\text{грн}/\text{кг}$;

M_D – коефіцієнт доливок оливи. $M_D = 1,5$;

T_C – періодичність заміни оливи.

Річні витрати на оливу визначаються наступним чином:

- для базової техніки становлять

$$M_{Г1} = 1,1 \cdot 50 \cdot 0,865 \cdot 98,6 \cdot 1,5 \cdot \frac{1577}{960} = 11558,6 \text{ грн/рік.}$$

- Для нової техніки складають

$$M_{Г2} = 1,1 \cdot 30 \cdot 0,865 \cdot 98,6 \cdot 1,5 \cdot \frac{1577}{960} = 6863 \text{ грн/рік.}$$

Річні витрати на мастильні матеріали визначаються за такою формулою:

$$C_M = K_n \cdot n \cdot Z_T, \quad (6.17)$$

де n – коефіцієнт переходу від річної вартості витрати пального до вартості оливи, $n=0,25$.

Річні витрати на мастильні матеріали:

- Для базової техніки становлять

$$C_{M1} = 1,1 \cdot 0,25 \cdot 1753742 = 482279 \text{ грн.}$$

- Для нової техніки складають

$$C_{M2} = 1,1 \cdot 0,25 \cdot 1491278 = 410101 \text{ грн.}$$

Річні витрати на перебазування техніки залежать від вартості одного перебазування, кількості днів для перебазування протягом року та тривалості одного перебазування визначаються за наступною формулою:

$$P_{\sigma} = \frac{C_n \cdot D_n \cdot K_n}{t_n}, \quad (6.18)$$

де C_n — вартість одного перебазування техніки;

D_n — кількість днів, що витрачено на перебазування техніки протягом року;

t_n — тривалість одного перебазування техніки.

Розрахуємо вартість перебазування на 10 км за вартістю одного перебазування $C_n = 25 \text{ грн./ км.}$

Тоді маємо таке значення витрат:

$$C_n = 25 \cdot 10 = 250 \text{ грн.}$$

Тоді маємо:

$$P_B = 250 \cdot \frac{3,8}{0,3} \cdot 1,1 = 3483 \text{ грн.}$$

Річні поточні (експлуатаційні) витрати:

- Для базової техніки становлять

$$I_1 = 112297 + 52523,7 + 99481,9 + 23874,4 + 1753742 + 482279 + 3483 + 11558,6 = 2539239,6 \text{ грн.}$$

- Для нової техніки складають

$$I_2 = 124898,4 + 50422,8 + 88239,8 + 22919,4 + 1491278 + 410101 + 3483 + 6863 = 2073307,4 \text{ грн.}$$

Обчислимо річні поточні витрати споживача без урахування відрахувань на реновацію:

- для базової техніки становлять:

$$I_1' = 2539239,6 - 98481,9 = 2440757,7 \text{ грн. ;}$$

- для нової техніки складають:

$$I_2' = 2073307,4 - 88239,8 = 1985067,6 \text{ грн.}$$

Доля оплати праці в об'ємі виконаних робіт в процентах визначається за такою формулою

$$\Phi_{OT} = \frac{I_1}{V} \cdot K_D, \quad (6.19)$$

де K_D – коефіцієнт, що враховує частку оплати праці у річному обсязі робіт, $K_{ДБТ} = 0,156$; $K_{ДНТ} = 0,198$

Підставивши ці значення в 6.19, отримаємо:

$$\Phi_{OT\%БТ} = \frac{2440757,7}{314518,5} \cdot 0,156 = 12,1\%;$$

$$\Phi_{OT\%НТ} = \frac{1198843}{275201,5} \cdot 0,198 = 8,6\%,$$

Фонд оплати праці визначається за наступною формулою

$$\Phi_{OT} = V \times \Phi_{OT\%}, \quad (6.20)$$

Підставляючи значення, отримаємо:

$$\Phi_{OTБТ} = 314518,5 \times 0,294 = 92468,439 \text{ грн. ,}$$

$$\Phi_{OTНТ} = 275201,5 \times 0,301 = 82835,7 \text{ грн.}$$

6.4. Розрахунок економічного ефекту

Потенційний економічний ефект при розрахунку на одну машину визначаємо за наступною формулою

$$\mathcal{E}_n = \mathcal{Z}_{\text{бт}} \cdot \frac{\Pi_{\text{нт}}}{\Pi_{\text{бт}}} + \frac{\left(\frac{\Pi_{\text{нт}}}{\Pi_{\text{бт}}} \cdot I'_{\text{бт}} - I'_{\text{нт}} \right) - E_n}{P + E_n} - \mathcal{Z}_{\text{нт}} \quad (6.21)$$

де $P = H_p \cdot 10^{-2} = 0,15$ - доля амортизаційних відрахувань на реновацію;

$E_n = 0,15$ - нормативний коефіцієнт економічної ефективності.

Тоді отримаємо таке значення витрат:

$$\mathcal{E}_n = 596860 \cdot \frac{78629}{69893} + \frac{\left(\frac{78629}{69893} \cdot 2440757,7 - 1985067,6 \right) - 0,15}{0,15 + 0,15} - 572986 = 867742 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект визначаємо за такою формулою

$$\mathcal{E}_r = \frac{\Pi_2}{\Pi_1} \cdot (I_1 + E_n \cdot \mathcal{Z}_1) - (I_2 + E_n \cdot \mathcal{Z}_2), \quad (6.22)$$

де E_n - нормативний коефіцієнт економічної ефективності, $E_n = 0,15$;

Π_1, Π_2 - річна продуктивність базової та нової техніки;

I_1, I_2 - річні поточні витрати базової та нової техніки;

$\mathcal{Z}_1, \mathcal{Z}_2$ - капітальні вкладення в базову та нову техніку відповідно.

Тоді річний економічний ефект становитиме таку суму

$$\mathcal{E}_r = \frac{78629}{69893} \cdot (2440757,7 + 0,15 \cdot 596860) - (1985067,6 + 0,15 \cdot 572986) = 764344,1 \text{ грн/рік.}$$

Термін окупності капітальних вкладень визначається за такою формулою:

$$T_2 = \frac{\mathcal{Z}_2 - \mathcal{Z}_1}{I_1 \cdot \frac{\Pi_2}{\Pi_1} - I_2} \quad (6.23)$$

Окупність нової техніки становить

$$T_2 = \frac{596860 - 572986}{2440757,7 \cdot \frac{78629}{69893} - 1985067,6} = 0,3 \text{ роки.}$$

Коефіцієнт економічної ефективності визначаємо за наступною формулою

$$E = \frac{1}{T_d}, \quad (6.24)$$

T – термін окупності становить, років.

$$E = \frac{1}{0,3} = 3,3.$$

Таблиця 6.2

Техніко-економічні показники

Основні показники	БТ	НТ
Балансова вартість, грн	596860	572986
Річна продуктивність, т/год	69893	78629
Склад працівників, чол.	1	1
Річна собівартість продукції, грн	2440757,7	1985067,6
Річний об'єм роботи, грн	2440757,7	1985067,6
Фонд оплати праці працівників, грн	112297	124898,4
Річний економічний ефект, грн		764344,1
Термін окупності додаткових капіталовкладень, років		0,3
Коефіцієнт ефективності		3,3

ВИСНОВКИ

При розробці магістерської кваліфікаційної роботи ставилася задача модернізації крокуючого маніпулятора, а саме можливість застосування його як змінного обладнання вантажопідйомного пристрою.

Для досягнення поставленої мети вирішено наступні задачі:

- проведено огляд існуючих конструкцій крокуючих рушіїв та на його основі здійснено вибір робочого органу;
- обгрунтовано робочі параметри та проведено розрахунки вузлів та деталей робочого обладнання маніпулятора;
- проведено динамічний аналіз руху приводного механізму крокового маніпулятора;
- побудовано динамічну модель руху крокового маніпулятора;
- розроблено математичну модель динаміки руху крокового маніпулятора;
- оптимізовано режим пуску приводного механізму крокового маніпулятора;
- обгрунтована економічна доцільність розробки конструкції крокового маніпулятора
- зроблено економічне зіставлення з базовою технікою та зроблено висновок про доцільність застосування цієї розробки;
- розроблено технологічний процес відновлення деталі;
- розроблено комплекс заходів, що забезпечують безпечні умови праці при роботі крокового маніпулятора.

Техніко-економічний аналіз та розрахунок показав, що річний економічний ефект впровадження розробленої конструкції маніпулятора становить 764344,1 грн. при терміні окупності 0,3 роки .

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Иванченко Ф.К. Підйомно – транспортні машини: Підручник. – К.: Вища школа, 1993 – 413 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. Том 1./ В.И.Анурьев. - М.: Машиностроение, 1979 - 728 с.
3. Беркман И.Л. Универсальные многофункциональные манипуляторы: учебник для вузов/ И.Л.Беркман. – М.: Высшая школа. 1985 – 321 с,
4. Бессонов А.П. Вопросы механики движителей шагающих машин: труды Всероссийской. конференция по механике и управлению движением шагающих машин/ А.П. Бессонов, Н.В Умнов. – Волгоград. 1988 – 345 с.
5. Богомолов Н.Е. Многомашинная система управления мобильным роботом: сборник научных трудов всероссийской конференции по робототехническим системам/ Н.Е.Богомолов, Ю.М.Лазутин, В.С.Ярошевский . – Воронеж. 1984 – 326 с.
6. Брискин Е.С. Об общей динамике и повороте шагающих машин. Проблемы машиностроения и надежности машин. №6, 1997. с. 33-39.
7. Брискин Е.С. Основы расчета шагающих машин высокой опорной проходимости. Часть 1: учебное пособие/ Н.Е Богомолов, Ю.М.Лазутин, В.С.Ярошевский. – Волгоград, 1994 - 113 с.
8. Брислин Е.С. Тяговая динамика шагающих машин с ортогональными движителями. Проблемы машиностроения и надежности машин/ Е.С. Брислин, В.М.Соболев - №3, 1990. с. 28-34.
9. Жога В.В. Исследование динамики шагающего движителя. Совершенствование средств и метод расчета изделий машиностроения: учебное пособие/В.В.Жога – Волгоград, 1988. – 78 с.
10. Жога В.В. Система показателей качества шагающих транспортных машин: инженерный журнал/ В.В.Жога.- №5. – М.: Машиностроение, 1997-142 с.
11. Об энергетической эффективности и управлении шагающими машинами грунтовой проходимости./ Брискин Е.С., Чернышев В.В. и др./ доклады

научной школы-конференции. Мобильные роботы и мехатронные системы. – М.: Институт механики МГУ. 1999. с. 89-108.

12. Панкратов С.А. Основы расчета и проектирования металлических конструкций строительно-дорожных машин: учебник для вузов/ С.А. Панкратов. – М.: Машиностроение. 1989 – 354 с

13. Проблемы расчета и проектирования шагающих машин грунтовой проходимости. Брискин Е.С., Вавилин Г.Д. и др/ доклады научной школы-конференции. Мобильные роботы и мехатронные системы. – М.: Институт механики МГУ. 1999. с. 124-153.

14. Промышленные роботы в машиностроении: альбом схем и чертежей/ под ред. Ю.М.Соломенцева – М.: Машиностроение, 1987 – 237с.

15. Режимы резания металлов: справочник/ под ред. Ю.В. Пороновского и др. – М.: НИИТ Автопром, 1995 - 456 с.

16. Релнев В.И. Комплексная механизация и автоматизация строительно-монтажных работ на основе разработки и внедрения в народное хозяйство строительных манипуляторов и роботов: учебник для вузов/ В.И.Релнев – Л.: Строймздат, 1987 - 24 с.с.

17. Френкель Г.Ю. Роботизация процессов в строительстве:учебник для вузов/ Г.Ю.Френкель. – М.: Стройиздат, 1987 - 173 с.

18. Шнейдер А.Ю. Управление опорными реакциями шагающего аппарата при движении по грунтам с различными несущими свойствами: учебник для вузов/ А.Ю.Шнейдер, Д.М.Гориневский. – М.: Институт проблем передачи информации АН СССР, 1986 – 236 с.

19. Григоров О.В., Петренко Н.О. Вантажопідійомні машини: Навч. Посібник. – Харків: НТУ «ХП», 2005. – 304 с.

20. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Матухно Н.В. Динамічний розрахунок машин і механізмів, які використовуються у сільському та лісовому господарстві: Методичні вказівки. – К.: 2016 – 119 с.

21. Козуб Ю.Г., Маслійов С.В. Підйомно-транспортні машини: Підручник. – Старобільськ: ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2018. – 277 с.

22. Ловейкін В.С., Нестеров А.П. Динамічна оптимізація підйомних машин,- Х.: ХНАДУ, 2002.- 291 с.
23. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем: Навч. посібник. – Київ – Полтава: ІЗМН – ПДТУ, 1998. – 196 с.
24. «Підйомно-транспортні машини»/ Укл.: І.В. Добров, В.М. Василенко, В.М. Рубан. - Дніпропетровськ: НМетАУ, 2013.- с.
25. .Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин / В. С. Бондарєв, О. І. Дубинець, М. П. Колісник та ін. – Київ : Вища школа, 2009. – 198 с.
26. Теорія механізмів і машин / НТУУ «КПІ» ; уклад. В. П. Лукавенко, О. А. Кірієнко. – Київ : НТУУ «КПІ», 2015. – 76 с
27. Динаміка машин / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич. – К.: ЦП „КОМПРИНТ”, 2013. – 227 с.
28. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Човнюк Ю.В., Кадикало І.О. Динаміка й оптимізація підйомно-транспортних машин.- К.: ФОП Ямчинський О.В., 2019.- 292 с.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.09 – КМР. 2401 –Є” 2023.12.29. 033 ПЗ

ДУБОВИК АНДРІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ

2024 р.