

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Механічний факультет

Кафедра будівельних і дорожніх машин

ДИПЛОМНА РОБОТА
магістра

**ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ БУФЕРНИХ
ПРИСТРОЇВ МОСТОВОГО КРАНУ
ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ 20 Т.**

Завідувач кафедри, д-р техн. наук, професор

Наталія ФІДРОВСЬКА

Нормоконтролер, канд. техн. наук, доцент

Антон ХОЛОДОВ

Керівник, канд. техн. наук, доцент

Заур МУСАЄВ

Консультант, канд. техн. наук, професор

Олег БОГАТОВ

Студент, гр. М-62-22

Андрій СТЕЦЮК

Харків – 2023

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Факультет механічний

Кафедра будівельних і дорожніх машин ім. А.М. Холодова

Освітній рівень другий (магістерський)

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

Освітня програма «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри БДМ

Наталія ФІДРОВСЬКА

«04» вересня 2023 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Стецюк Андрій Михайлович

1. Тема роботи: «Підвищення ефективності роботи буферних пристроїв мостового крану вантажопідйомністю 20 т.»

Керівник роботи Мусаєв Заур Разилович, канд. техн. наук, доцент.

Затверджені рішенням Вченої ради механічного факультету «08» вересня 2023 року протокол № 1.

2. Строк подання студентом роботи «04» грудня 2023 року.

3. Вхідні дані до роботи: мостовий кран, вантажопідйомність – 20/5 т., висота підйому – 16 м., прогін – 22,5 м., швидкість підйому – 0,26 м/с., швидкість пресування візка – 0,525, швидкість пересування крана – 1,3 м/с., група режиму роботи – А4.

4. Перелік питань, які потрібно розробити: 1 Аналіз інформаційних джерел; 2 Науково-дослідна частина; 3 Розрахункова частина; 4 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях; 5 Техніко-економічні розрахунки. Висновки.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

1. Науково-дослідна частина – 5 листів (А1)

2. Огляд конструкцій мостих кранів – 1 лист (А1)

3. Кран мостовий спеціальний. Загальний вид – 1 лист (А1)

4. Вантажний візок – 1 лист (A1)
5. Мост крану – 1 лист (A1)
6. Механізм пересування крана – 1 лист (A1)
7. Технологічна схема складання гальма – 1 лист (A1)
8. Висновки – 1 лист (A1)

...

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
4	Канд. техн. наук, професор Олег БОГАТОВ		
5	Канд. техн. наук, доцент Заур МУСАЄВ		

7. Дата видачі завдання « 01 » вересня 2023 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи	Срок виконання етапів проекту	Примітка
1	Аналіз інформаційних джерел	01.09.2023- 01.10.2023	
2	Науково-дослідна частина	16.09.2023- 03.11.2023	
3	Розрахункова частина	18.10.2023- 15.11.2023	
4	Спеціальні розділи	11.11.2023- 30.11.2023	
5	Оформлення роботи	12.11.2023- 02.12.2023	
6	Захист роботи	грудень 2023	

Студент

Керівник роботи

_____ (підпис)

_____ (підпис)

Андрій СТЕЦЮК

Заур МУСАЄВ

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ДНАДУ, 2023 Р.

РЕФЕРАТ

Дипломна робота 90с., 19 рис., 6 табл., 1 додаток, 10 джерел.

КРАН МОСТОВИЙ, ДОСЛІДЖЕННЯ, БУФЕРНІ ПРИСТРОЇ, ДИНАМІКА НАЇЗДУ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, РОЗРАХУНКИ, МЕХАНІЗМИ, МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЯ, ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ, БЕЗПЕКА.

Об'єкт дослідження – процес наїзду мостового крана на буферні пристрої.

Предмет дослідження – закономірності впливу буферних пристроїв на динамічні навантаження, діючих на металеву конструкцію мостового крану при наїзді на буферний пристрій.

Мета роботи – Зменшення динамічних навантажень, діючих на металоконструкцію мостового крану при наїзді крана на буферний пристрій.

У дипломній роботі виконано: дослідження процесу наїзду мостового крана на буферні пристрої. Виконано розрахунки основних механізмів і металоконструкцій крана; розроблено технологічний процес складання гальма.

Розраховано економічний ефект від використання цього крану.

Розглянуто питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях при експлуатації крану.

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БІМ НАЇЗДУ, 2023 Р.

ЗМІСТ

Вступ.....	7
1 Аналіз інформаційних джерел	8
1.1 Призначення та галузь застосування.....	8
1.2 Опис конструкції мостового крана, який пропонується	10
2 Науково-дослідна частина.....	12
2.1 Аналіз стану досліджень в області захисту від удару мостових кранів при наїзді на упори	12
2.2 Аналіз перспективних буферних пристроїв.....	19
2.3 Стан досліджень у галузі захисту від удару мостових кранів при наїзді на упори.....	20
2.4 Визначення динамічних навантажень, виникаючих при наїзді мостового крана на буферні пристрої.....	22
2.5 Двомасова розрахункова динамічна схема.....	25
2.6 Визначення динамічних навантажень, що виникають при наїзді мостового крана на буферні пристрої різних типів.....	27
3 Розрахункова частина.....	31
3.1 Розрахунок механізму підйому.....	31
3.2 Розрахунок механізму пересування візка.....	36
3.3 Розрахунок металоконструкції.....	44
3.4 Розрахунок механізму пересування крана.....	56
4 Техніко-економічні розрахунки	61
4.1 Техніко-економічне обґрунтування підвищення ефективності експлуатації крана	61
4.2 Визначення витрат на ремонтну модернізацію буферних пристроїв мостового спеціального крана.....	62
5 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	74
Висновки.....	87
Перелік посилань	88
Додаток. Специфікації.....	90

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХННУ, 2023 Р.

ВСТУП

Підйомно-транспортні машини є основою комплексної механізації і автоматизації виробництва. Вибір раціональних типів машин впливає на продуктивність роботи окремих цехів, діляниць і підприємства в цілому.

Велика кількість операцій з переміщення вантажів нерозривно пов'язана технологічним процесом виробництва. У здійсненні вантажних потоків на підприємствах і комплексної механізації процесів праці основну роль відіграють системи підйомно-транспортних машин та обладнання.

В проблемі здійснення науково-технічного прогресу значена роль відведена підйомно-транспортному машинобудуванню, перед яким стоїть задача широкого введення в області народного господарства комплексної механізації і автоматизації виробничих процесів, ліквідацію ручних навантажувально-розвантажувальних робіт.

Вантажопідйомні і транспортні машини є невід'ємною частиною сучасного виробництва, так як з їх допомогою здійснюється механізація основних технологічних процесів і допоміжних робіт. У поточних і автоматизованих лініях роль підйомно-транспортних машин кількісно зросла, і вони стали частиною технологічного обладнання.

Збільшення продуктивності і покращення техніко-економічних показників підйомно-транспортних машин, підвищення їх міцності, надійності, довговічності нерозривно пов'язані із застосуванням нових методів розрахунку і конструювання.

В залежності від технологічних процесів, типу вантажів вони мають різні конструкції, такі як: консольні, мостові, козлові, металургійні, порталні, баштові та інші.

Мостовий електричний кран є найбільш поширеним типом кранів. Він застосовується в усіх галузях промисловості і призначений для переміщення вантажів у виробничих цехах, складах, вантажів у виробничих цехах, складах, монтажних залах електростанцій та інших об'єктах. [1-3].

1 АНАЛІЗ ІНФОРМАЦІЙНИХ ДЖЕРЕЛ

1.1 Призначення і галузь застосування

До кранів мостового типу відносяться: однобалочні мостові крани-балки, дво- і однобалочні мостові крани, крюкові козлові і напівкозлові, консольні із візком, мостові крани-штабельори, крани-маніпулятори і т.д.

Мостові крани призначені для вантажно-розвантажувальних і транспортних операцій в цехах сучасних промислових підприємств, на монтажних конвеєрних майданчиках, на відкритих і закритих складах. Вони переміщуються по рейкових шляхах, розташованих на значній висоті від статі, мало займають корисного простору цеху і забезпечують обслуговування майже всієї площі цеху. На відкритих складах, монтажних і контейнерних майданчиках використовують мостові крани, що переміщуються по шляхах (рейках), розташованих на землі.

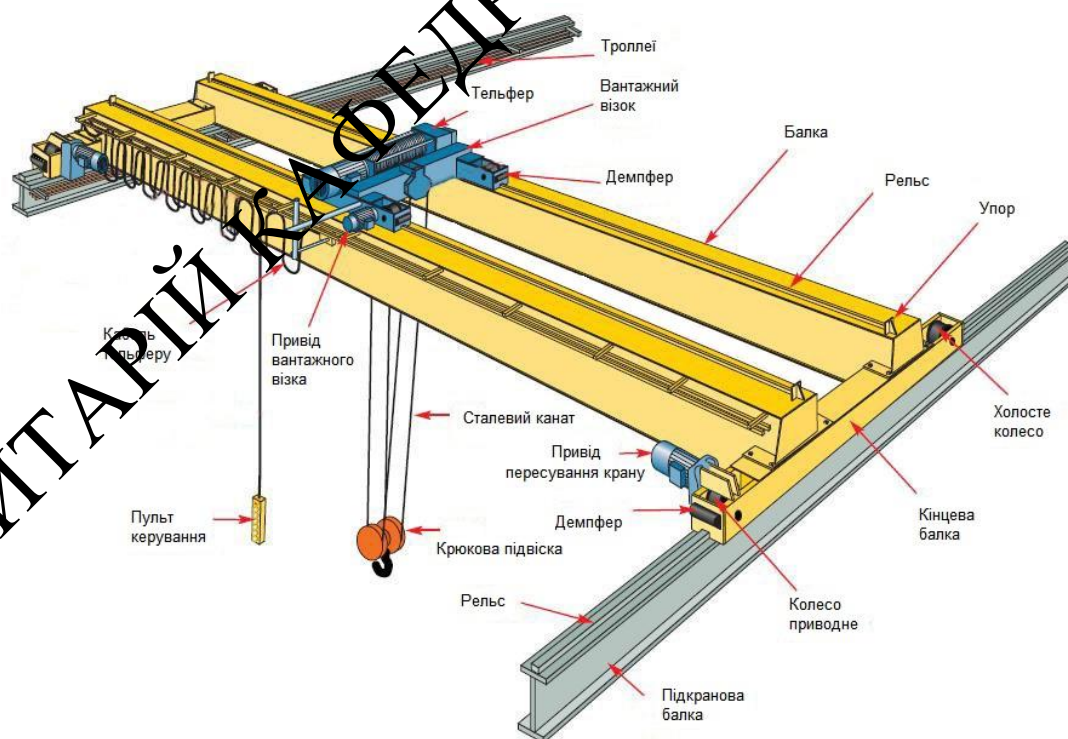


Рисунок 1.1 – Основні елементи мостового крану

Мостовий електричний кран є найбільш поширеним типом кранів. Він застосовується в усіх галузях промисловості і призначений для переміщення вантажів у виробничих цехах, складах, монтажних залах електростанцій і ін. Об'єктах.

Мостові крани можна розділити на однобалочні та двохбалочні. В такій класифікації за основу береться тип мосту [4-7].



а - однобалкові крани; б - двохбалкові крани

Рисунок 1.2 – Огляд конструкції мостових кранів



Рисунок 1.3 – Огляд спеціальних мостових кранів

Величезний внесок у розвиток конструкцій мостових кранів в питаннях проектування та поліпшення експлуатаційної надійності внесли такі вчені: Александров М.П.; Казак С.А.; Гайдамака В.Ф.; Шабашов А.П.; Лисяков А.Г.; Колісник М.П.; Парницький А.Б.; Григоров О.В.; Вайнсон А.А. та інші.

1.2 Опис конструкції мостового крана, який пропонується

Найбільшого поширення набули мостові крани з коробчатими головними балками. Такий кран є конструкцією, що складається з двох головних балок замкнутого профілю, що опираються на кінцеві балки, до яких кріпляться ходові колеса. До мосту кріпиться кабіна кранівника.

Коробчата конструкція піддається механізації виготовлення, має хороший опір втоми, меншою загальною висотою мосту і можливістю застосування на кінцевій балці викатних коліс. Але йонає недоліки: дещо більша маса в порівнянні з гратчастими конструкціями при невеликій вантажопідйомності і великих прольотах, недостатня горизонтальна жорсткість для кранів з великими прольотами при значних швидкостях пересування. Як матеріал для кранових мостів застосовують як маловуглецеві, так і низьколеговані сталі.

Технічна характеристика спроектованого крану:

Вантажопідйомність – 20/5 т;

Прогін – 21м;

Висота підйому – 16м;

Режим роботи – А4;

Швидкість підйому – 0,26 м/с;

Швидкість пересування візка – 0,525 м/с;

Швидкість пересування крана – 1,3 м/с.

Загальний вид спроектованого крану приведено на рис.1.4

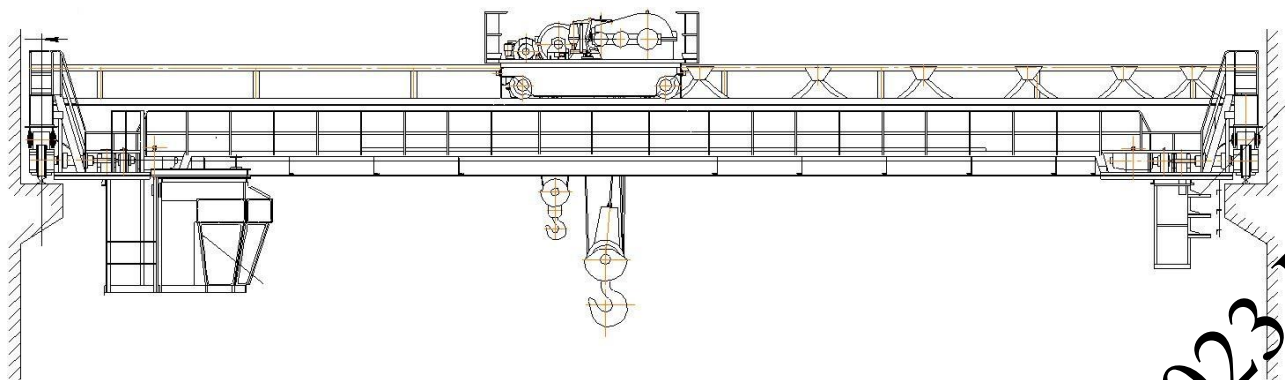


Рисунок 1.4 – Загальний вигляд мостового крана

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023 Р.

2 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

2.1 Аналіз стану досліджень в області захисту від удару мостових кранів при наїзді на упори.

2.1.1. Класифікація буферних пристроїв, оцінка якості роботи, переваги та недоліки існуючих конструкцій

Для визначення переміщення кранів та вантажних візків по рейкових коліях застосовують упори. Крани на рейковому ході та вантажні візки для зменшення ударних навантажень при їх підході до упорів або один до одного постачають буферами [7, 8]. При повністю справних гальмах та кінцевому автоматичному захисті кранів установка буферів дозволяє розширити робочий хід крана або візка, а при можливій несправності гальм та автоматичного захисту підвищити надійність та безпеку роботи кранів.

Для різних конструкцій буферних пристроїв заснована на принципі поглинання енергії мас, що рухаються за рахунок роботи пружини, гідравлічного демпфування або поглинання енергії роботою сил тертя [9].

Вимоги до буферних пристроїв полягають у наступному:

1. Для забезпечення безпечної роботи крана у разі відмови інших елементів захисної системи, буфер повинен сприймати всю кінетичну енергію крана.

Більшість кінетичної енергії, яку буфер прийняв, він повинен поглинути і перевести в іншу форму енергії з тим, щоб при відновленні початкового положення буфера не було явища удару, яке може пошкодити кран. При цьому уповільнення крана має відповідати допустимому.

3. Буфер повинен мати просту компактну конструкцію за невеликої вартості.

4. Буфер повинен безвідмовно працювати тривалий час за будь-яких умов, у тому числі за негативних температур.

5. Експлуатація буфера та його обслуговування мають бути простими та зручними.

Буферні пристрої можна класифікувати за різними ознаками [8, 9]:

– за принципом дії: еластичні (гумові, поліуританові), пружинні, фрикційні, гідравлічні, комбіновані (пружинно-фрикційні, пружинно-гідравлічні, гідропневматичні, пружинні гідропневматичні);

– за місцем встановлення: рухомі, нерухомі, комбіновані;

– за напрямком руху: односторонні та двосторонні.

У кранах при швидкості руху в момент наїзду на буфер або упор до 70 м/хв встановлюють еластичні, пружинні або пружинно-фрикційні механічні буфери, а при швидкості понад 70 м/хв, але менше 160 м/хв застосовують гідравлічні буфери.

Якість буфера оцінюють за енергоємністю – кількістю енергії, яку буфер здатний накопичити за рахунок пружної деформації або поглинути, розсіяти енергію, та коефіцієнтом поглинання – ставленням поглиненої енергії до енергоємності [8]. Для буфера, має малий коефіцієнт поглинання, характерна велика віддача, оскільки після стиснення буфера більшість енергії удару знову перетворюється на кінетичну енергію крана чи візка.

Якщо на рейковому шляху працює один кран, буфер встановлюють на кінцевих упорах; під час роботи двох і більше кранів однією шляху розташовують на кранах – по два буфера з кожного боку. У цьому випадку буфера прикріплюють до кінцевих балок моста або крайніх ходових. візкам. У вантажних візках використовують переважно один буфер двосторонньої дії.

Еластичні буфери мають порівняно малу віддачу, так як 30-50% кінетичної енергії рухається крана поглинається буфером внаслідок

внутрішнього тертя в матеріалі пружного елемента. Для виготовлення робочих елементів буферів використовують морозостійку гуму.

У пружинних буферах більшість кінетичної енергії крана перетворюється на потенційну енергію стиснутої пружини і лише невелика частина – в теплову енергію. Тому пружинні мають різку віддачу.

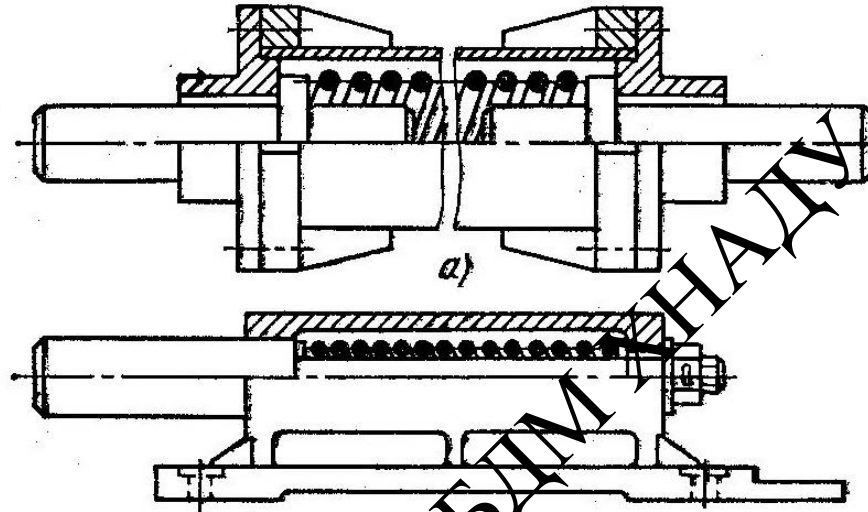


Рисунок 2.1 Пружинний буфер:

а – двосторонній, б – односторонній

У кранах великої вантажопідйомності використовують буфер (рис. 2.2) з концентрично встановленими пружинами різного діаметра, які дозволяють за збереження габаритних розмірів істотно підвищити енергоємність буфера.

Пружинні буфери крім різкої віддачі мають ще один недолік: мінливість опору руху - мінімальний опір у початковий період та максимальний у кінцевий період. Поглинання енергії удару в пружинних буферах буде вдвічі меншим, ніж при постійному опорі по всьому шляху уповільнення крана або візка.

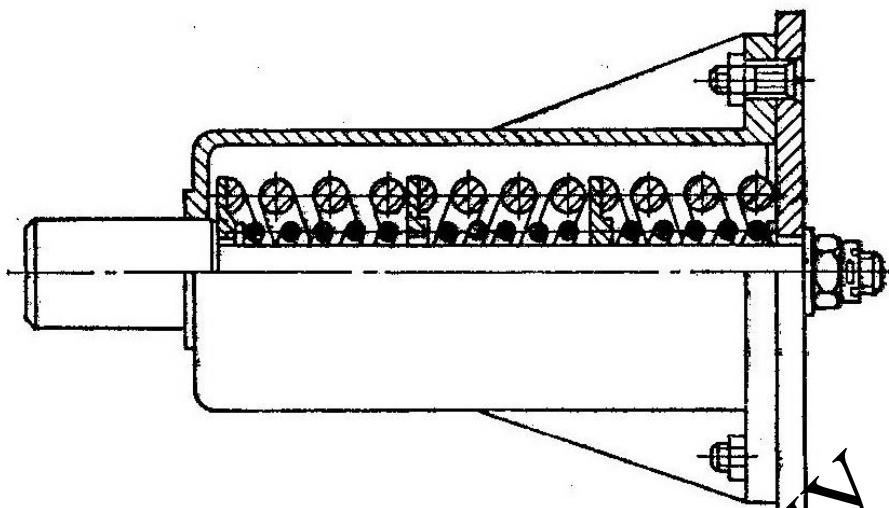


Рисунок 2.2 – Буфер із концентричним набором кручених циліндричних пружин

Пружинні буфери прості за конструкцією, але мають незначний коефіцієнт поглинання та порівняно невелику енергоємність. Тому при застосуванні цих буферів на важких кранах вони мають великі розміри.

Фрикційні буфери значну частину кінетичної енергії переводять у теплову енергію. Ці буфери завдяки силам тертя, що виникають у них під час роботи, здатні розсіювати частину прикладеної енергії у вигляді теплової енергії і, отже, накопичувати меншу кількість потенційної енергії, яка може при зворотному русі рухомих частин буфера переходити в кінетичну енергію віддачі.

Більшість конструкцій фрикційних буферів забезпечені пружинами, але в деяких конструкціях замість пружин застосовують конічні пружинні кільця, вставлені одна в одну. Зовнішні кільця цих буферів працюють на розтяг, а внутрішні на стиск.

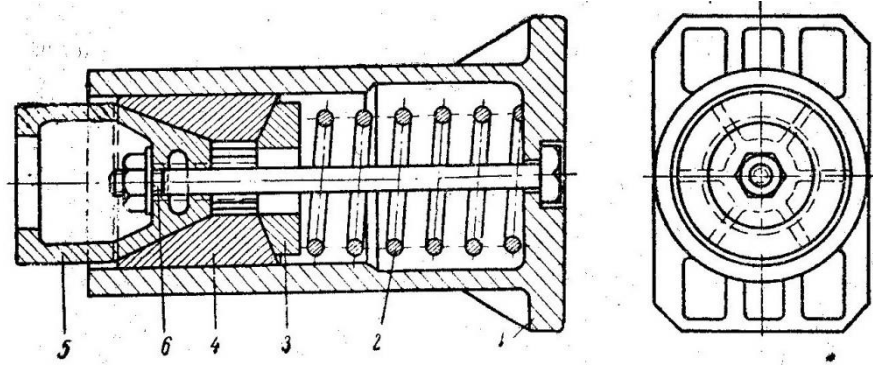


Рисунок 2.3 Фрикційний буфер із розрізним конічним кільцем.

1 – корпус, 2 – пружина, 3 – упорна шайба, 4 – сегмент розрізного конічного кільця, 5 – упор, 6 – болт

Інша конструкція фрикційного буфера (рис. 1.4) має два розрізні конічні кільця.

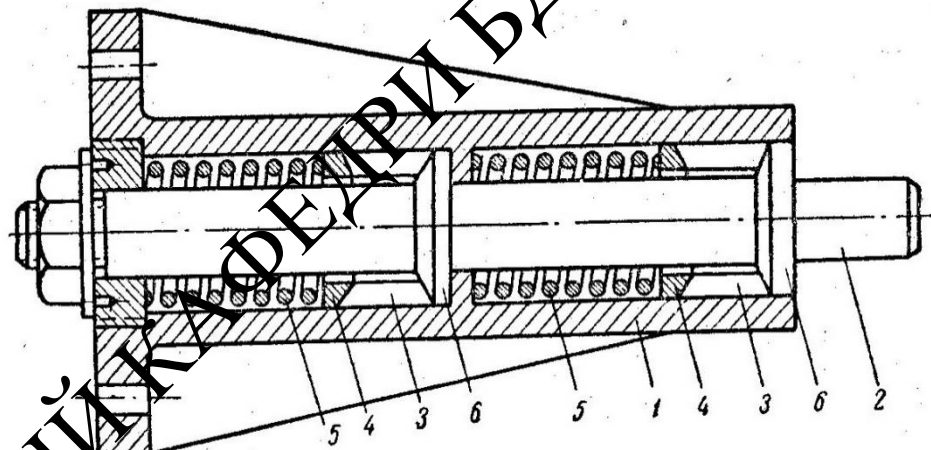


Рисунок 2.4 – Фрикційний буфер із двома розрізними кільцями:

1 - корпус, 2 - упор, 3 - розрізне кільце, 4 - конічна шайба, 5 - пружина, 6 - упорний бурт.

Фрикційні буфери мають складнішу конструкцію, ніж пружинні, дорожчі і складніше у виготовленні. Крім того, на силу опору їх надає непостійність коефіцієнта тертя ковзання. Їм властиві відмови під час роботи через можливе заклинювання рухомих частин.

Більш ефективними є гідравлічні буфери, в яких кінетична енергія, прикладена до буфера, витрачається, головним чином, на роботу сили гідравлічного опору, який заважає поршню гідроциліндра переміщатися вперед. Так як робота сили гідравлічного опору переходить в теплову енергію, гідравлічний буфер не накопичує енергію у вигляді потенційної, що має місце в пружинному буфері і тому не має віддачі. Відсутність віддачі гідравлічного буфера є дуже важливою перевагою порівняно з пружинним буфером. Крім того, гідравлічний буфер здатний поглинати велику кількість кінетичної енергії, маючи невеликі розміри, порівняно з пружинним буфером, у зв'язку з чим він може застосовуватися для важких кранів.

На рис. 2.5 представлена одна з конструкцій гідравлічного буфера зі змінною площею отвору закінчення рідини з робочої порожнини в неробочу.

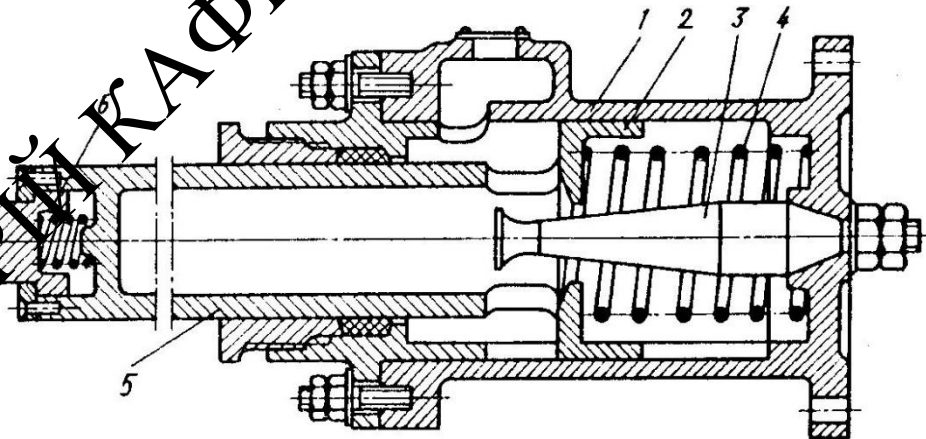


Рисунок 2.5 – Гідравлічний буфер із змінною площею отвору закінчення рідини:

1 – корпус, 2 – поршень, 3 – шток, 4 – пружина, 5 – прискорювальна пружина, 6 – упор, 7 – сальник, 8 – порожній шток, 9 – резервуар для рідини.

Поряд з перевагами гідравлічних буферів (відсутність віддачі, порівняно невеликі розміри), вони мають ряд недоліків: протягом часу експлуатації змінюється в'язкість рідини, особливо при коливанні температури навколишнього середовища; витікання рідини, необхідність спеціальних ущільнень; складність виготовлення; висока вартість та необхідність ретельного догляду за ними.

До комбінованих буферів відносяться: пружинно-гідравлічні, гідропневматичні та пружинно-гідро-пневматичні буфери. Ці типи буферів мають м'якість в роботі і не мають різкої віддачі, властивої пружинним буферам.

Як приклад на рис. 2.6 наведена конструкція пружинно-гідро-пневматичного буфера.

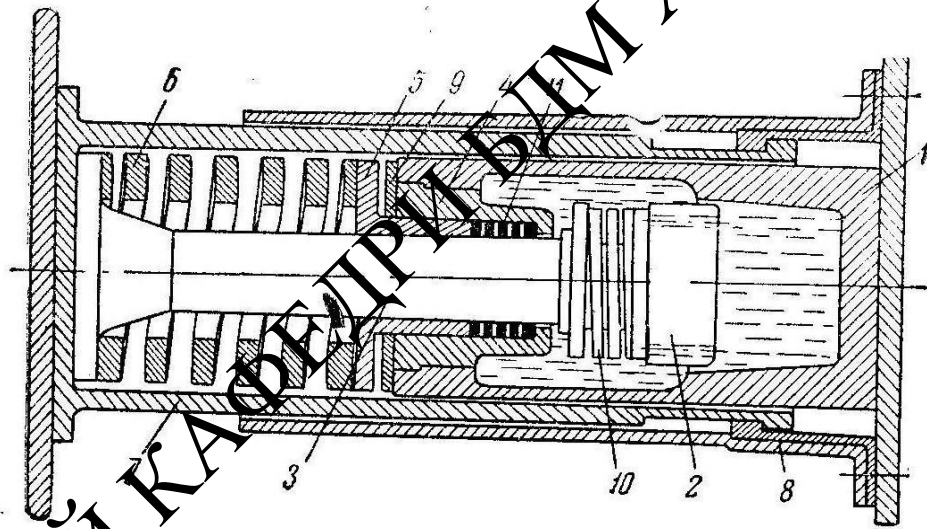


Рисунок 2.6 – Пружинний гідропневматичний буфер:

1 – склянка, 2 – поршень, 3 – шток, 4 – сальник, 5 – завзята втулка, 6 – пружина, 7 – зовнішній стакан, 8 – корпус, 9 – еластична шайба, 10 – пружина поршня, 11 – сальникове набивання.

Комбіновані буфери дозволяють отримати м'яку характеристику, але в той же час для них характерні недоліки гідравлічних буферів, а гідропневматичні буфери додатково до цих недоліків ще мають один недолік: у зв'язку з витоків повітря і рідини через дефекти в ущільненнях необхідно проводити підкачування повітря і рідини робочі циліндри буферів.

2.2. Аналіз перспективних буферних пристроїв

У зв'язку з тим, що існуючі конструкції буферів мають ряд недоліків, пропонуються нові, на думку авторів перспективні, буферні пристрої. Запропоновано конструкцію фрикційного кранового буфера (рис. 2.7 а).

Основний опір у них створюється за рахунок тертя між частинками сипучого тіла та поверхнями буфера, а також усередині сипучого тіла при переміщенні частинок. Як сипкий матеріал можуть бути застосовані різні досить міцні частинки, наприклад, сталевий або чавунний дріб.

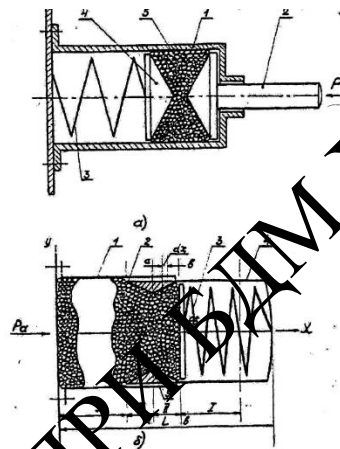


Рисунок 2.7 – Фрикційний буфер із гранульованим робочим тілом

Перевага такого типу буферів полягає в тому, що сипучі тіла мають, певною мірою, одночасно властивості рідини і твердого тіла. Це дозволяє поєднувати деякі переваги гідравлічних і фрикційних буферів і водночас позбавитися основних недоліків гідробуферів.

Буфер (рис. 2.7 а) працює в такий спосіб. При наїзді візка (крана) на рухомий шток 2, останній, пересуваючись у корпусі буфера 1, видавлює з його порожнини робоче тіло 5, яке через опорну пластину 4 стискає робочу пружину 3. Енергія наїзду поглинається пружиною та робочим тілом.

У буфері (рис. 2.7 б) при русі плунжера 4 відбувається переміщення сипкого тіла 2, що супроводжується взаємним відносним переміщенням частинок, з їх передавленням з корпусу 1 через отвір насадки 5, закріпленої на рухомому плунжері, в порожнину цього плунжера. Рухи частинок

супроводжуються тертям між дотиковими поверхнями, яке можна віднести до сухого тертя. В результаті всього цього створюється опір, що гальмує рушійні маси. Перевагою цих буферів і те, що вони працюють без віддачі, а недоліком – можливе заклинювання.

Для підвищення надійності роботи мостових кранів запропоновано конструкцію пневмогідравлічного буферного пристрою, спрощена схема якого представлена на рис. 2.8.

Зазначається [7], що пневмогідравлічні буферні пристрої енергоємніші в порівнянні з гумовими буферами, тому забезпечують плавну зупинку крана при тих же габаритних розмірах, які мають гумові буфери. На жаль, запропонована конструкція має ті ж недоліки, що й гідропневматичні буфери.

2.3. Стан досліджень у галузі захисту від удару мостових кранів при наїзді на упори.

Одним із перших, хто займався дослідженням проблеми захисту кранів від динамічних навантажень, що виникають при наїзді їх на кінцеві упори, був Петухов П.З.[10]. Їм було сформульовано основні вимоги до кранових буферів. В іншій роботі Петухова П.З. отримана система рівнянь, що описує гальмування кранів гідравлічним буфером з постійним опором з урахуванням опору пересування крана та гнучкого підвісу вантажу. У роботі Ковальського Б.С. [11] розглянуто випадок наїзду крана з гнучким підвісом вантажу на пружинний буфер. Комаров М.С. у роботі [12] розглядає випадок наїзду крана на пружинний буфер у припущенні найгіршого випадку: наїзд крана на упор із найбільшою швидкістю за відсутності гальмування.

Діяльність Козака С.А. [13] розглядається рух крана при наїзді на упор за допомогою чотиримасової розрахункової схеми з трьома пружними зв'язками. У роботі Черкасова В.Г. [14] розглядається процес гальмування крана пружинно-гідравлічним буфером з урахуванням впливу вантажу на гнучкій підвісці та пружності металоконструкції крана. Дослідження показали, що при

застосуванні пружинно-гідравлічного буфера віддача буде на 47% менше, ніж у разі застосування пружинного буфера.

У дисертації Дейнегі В.І. [15] розглянуто динаміку фрикційно-гравітаційного гальмування, внаслідок чого визначено величини опорних реакцій в осях опор та ходових коліс, а також прискорення уповільнення крана.

У роботі Лобова Н.А. [16] розглянуто метод розрахунку динамічних навантажень на металоконструкцію двобалкового мостового крана, забезпеченого пружинними буферами.

В роботах Кіфера Л.Г. та Абрамовича І.І. розглядаються розрахунки буферних пристроїв з урахуванням піддатливості металоконструкції крана.

Відповідно до стандартів на мостові крани та буферні пристрої розрахунок гумових (поліуританових) буферів виконується на основі визначення кінетичної енергії, яку буфер повинні прийняти в момент наїзду на кінцеві упори.

Розглянуто дерев'яні, пружинні, еластичні буферні пристрої. Наведено залежності для оцінки ефективності буферів. Ці роботи присвячені аналізу стандартів різних країн з огляду факторів для розрахунку та вибору типу та параметрів буферів. Фірмою DEMAG розроблено стандарти на розрахунок буферів різного типу.

Багато виконано робіт з розробки та дослідження гравітаційного гальмування, як засобу, що забезпечує безпечну роботу кранів у тупикових ділянках кранового шляху. Це насамперед роботи Мартинова А.В., Іваненка О.І., Жукова В.Г..

Незважаючи на велику кількість розроблених конструкцій буферних пристроїв та виконаних досліджень із забезпечення безпеки роботи мостових кранів при наїзді на кінцеві упори, аварії через незадовільну роботу буферів відбуваються. Ушкоджуються як елементи крана, а також буферні пристрої мостових кранів.

2.4 Визначення динамічних навантажень, виникаючих при наїзді мостового крана на буферні пристрої.

2.4.1. Аналіз процесу наїзду мостового крана на буферні пристрої та способів складання рівнянь руху пружної системи

При пересуванні мостового крана по рейковому шляху складові цього крана сприймають динамічні навантаження, зумовлені взаємодією механізму пересування і його приводу, металоконструкції крана, підкранового рейкового шляху і вантажу, що переміщується. Специфічне ударне навантаження силових елементів мостового крана відбувається при наїзді крана на кінцеві упори та буферні пристрої. При цьому відбувається пружна деформація основних елементів крана та розгойдування вантажу за його гнучкого підвісу.

На рис. 2.8 показано схему руху мостового крана при наїзді на буферний пристрій.

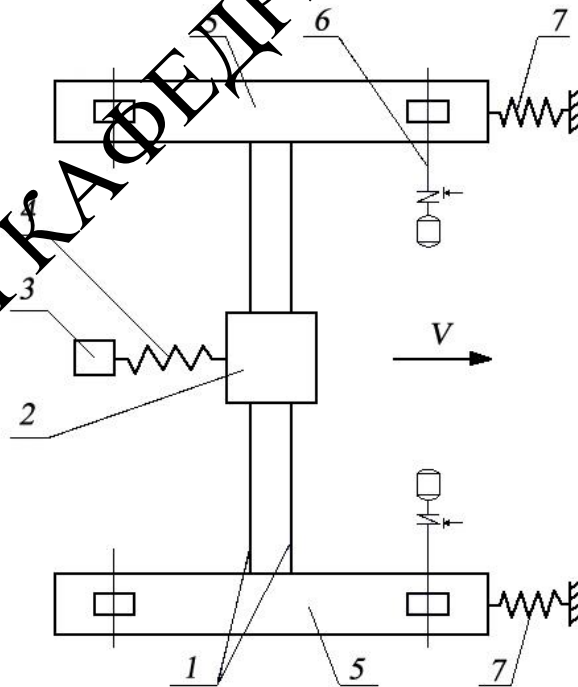


Рисунок 2.8 – Схема руху крана під час наїзду на буферні пристрої

Основними складовими частинами мостового крана є міст 1, вантажний візок 2, вантаж 3, поліспаст 4, кінцеві балки 5, привод механізму пересування 6. Мостовий кран своїми кінцевими балками наїжджає на буферні пристрої 7. Наїзд крана сприймається одночасно двома буферами, розташованими на двох сторонах крана.

Для визначення динамічних навантажень, що виникають при наїзді крана на буферні пристрої, доцільно використовувати розрахункову динамічну схему з чотирма масами і трьома пружними зв'язками, оскільки чим більше мас буде введено в розрахункову схему, тим точніше ця схема відобразить явища, що відбуваються. Але в цьому випадку складнішими будуть і рівняння руху та особливо розв'язання цих рівнянь. У даному випадку можна виділити такі маси: $m_{пр}$ – приведена до кола ходових коліс маса від цих частин приводу механізму пересування, що обертаються; m_k – приведена до кола ходових коліс маса кінцевих балок; m_M – приведена до середини прольоту маса головних балок мосту та плюс наведена маса візка; m_v – маса гнучко підвішеного вантажу.

Після того, як обрана розрахункова динамічна схема крана при наїзді на буферні пристрої необхідно для цієї схеми скласти рівняння руху.

Найбільш загальною формою рівнянь руху є рівняння Лагранжа

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (2.1)$$

де n – число ступенів волі механічної системи; i – порядковий номер узагальненої координати; q_i – узагальнена координата; \dot{q}_i – узагальнена швидкість; Q_i – узагальнена сила; T – кінетична енергія системи; t – час.

Для систем з декількома ступенями свободи з рівнянь (2.1) можна отримати необхідні співвідношення більш приватного характеру, що дають зручні способи дослідження коливальних систем певних типів.

Рівняння руху пружної системи можна скласти за принципом Даламбер, а також використовуючи другий закон Ньютона.

Для складання рівнянь руху пружних систем, заснованих на застосуванні принципу Даламбер, розглядають рівновагу системи з приєднаними до неї силами інерції.

Другий і третій методи фактично рівноцінні, але третій метод (з використанням другого закону Ньютона) веде до мети швидше, ніж другий. Тому для розрахунку динамічних навантажень у пружних системах з обмеженою кількістю ступенів свободи рекомендується застосовувати другий закон Ньютона. Перший спосіб (з використанням рівнянь Лагранжа) універсальний. Він використовує абстрактні поняття узагальнених координат і зусиль і далекий від фізичної сутності руху, оскільки у системах рівнянь відсутні реакції зв'язків, які найбільше цікавлять.

Щоб уникнути можливих помилок, позитивний напрямок координатної осі слід поєднувати з напрямком руху. Рушійні сили слід спрямовувати за напрямком руху, а гальмівні сили – проти напрямку руху.

Прийняття необґрунтовано простих розрахункових схем веде до збільшення похибок визначення динамічних навантажень, а надмірне ускладнення еквівалентних схем робить розрахункові методики настільки громіздкими, що практичне використання їх дуже утруднене.

2.5. Двомасова розрахункова динамічна схема.

Виконані дослідження [10, 12, 13] показують, що частоти маятникових коливань вантажу щодо крана істотно нижчі від частот пружних коливань кранової металоконструкції та трансмісії механізму пересування. Навіть за

дуже малої довжини канатів (трохи більше 2 – 3 м) частоти маятникових коливань вантажу вбирається у 2 – 2,6 рад/с, тоді як частоти пружних коливань кранів у кілька разів, інколи ж у десятки разів вище. Розраховувати динамічні навантаження, що виникають при наїзді мостового крана на буферні пристрої, можна за схемою, коли металоконструкція та трансмісія механізму пересування прийняті абсолютно жорсткими. Це значно спрощує розрахунок, але отримані розрахункові максимальні значення динамічних навантажень будуть більшими за фактичні, що призведе тільки до збільшення запасу міцності металоконструкції крана.

Враховуючи все вищесказане, можна визначення динамічних навантажень, що виникають при наїзді мостових кранів на буферні пристрої, застосувати двомасову розрахункову динамічну схему (рис. 2.9).

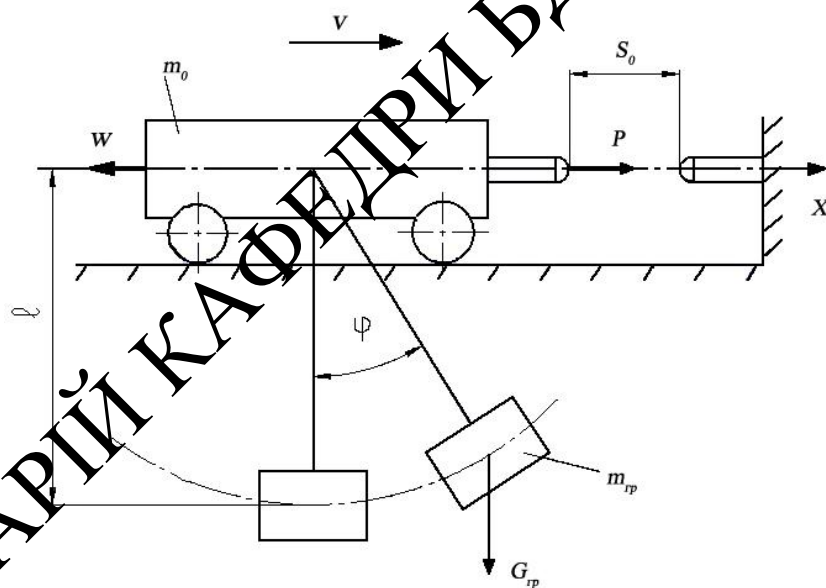


Рисунок 2.9 – Двомасова розрахункова динамічна схема мостового крана під час наїзду моста на буферні пристрої

При розгляді процесу наїзду крана на буферні пристрої прийнято припущення:

- підвішений вантаж подібний до маятника, що вільно висить;

- масою канатів нехтуємо;
- поздовжні коливання вантажу в порівнянні з поперечними коливаннями незначні;
- поперечні коливання вантажу розглядаються в зоні малих кутів відхилення φ .

Диференціальні рівняння, що описують рух мас розрахункової двомасової динамічної схеми мостового крана при наїзді моста на буферні пристрої, можуть бути представлені так:

$$\begin{cases} m_0 \cdot \ddot{x} + m_{ГР} \cdot \ddot{\varphi} \cdot l \cos \varphi - m_{ГР} \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot l \sin \varphi + W = -F_{буф}; \\ \ddot{x} \cos \varphi + \ddot{\varphi} \cdot l + g \cdot \sin \varphi = 0. \end{cases} \quad (2.2)$$

де $F_{буф}$ – сила, створювана буферним пристроєм.

Гасіння кінетичної енергії крана здійснюється за рахунок сили опору буферного пристрою. Підставляючи в (2.2) значення $F_{буф}$ для різних типів буферів і вирішуючи щоразу чисельним методом систему диференціальних рівнянь (2.2), можна визначити динамічні навантаження, що діють на кран при наїзді на буферні пристрої різних типів.

2.6. Визначення динамічних навантажень, що виникають при наїзді мостового крана на буферні пристрої різних типів.

У роботі проведено аналіз гасіння кінетичної енергії крана під час застосування буферних пристроїв різних типів.

Розглянуто пружинні, гідравлічні та пружинно-гідравлічні буферні пристрої. Вирішуючи систему диференціальних рівнянь (2.2) чисельним методом Рунге-Кутта для кожного з названих буферних пристроїв, отримано параметри наїзду крана (табл. 2.1): час гальмування, осадку буфера, уповільнення руху крана, ударна сила (максимальна) та залишкова швидкість крана.

Таблиця 2.1 Параметри гальмування мостових кранів під час наїзду на буферні пристрої.

№	V , м/с	$m_{ГР}$, Т	Тип буфера	t , с	S , мм	φ , град.	a , м/с ²	F , кН	V_3 , м/с
1	0,5	0	П	0,5	160		1,6	16	
			Г	0,7	140	0	1,4	13,9	
			П-Г	0,45	116		1,1	11,6	
2	5	5	П	0,55	171	9,8	1,4	20,7	0
			Г	0,9	191	7	1,2	18,6	0,1
			П-Г	0,5	125	7,4	1,0	14,6	0
3	1	0	П	0,5	321				
			Г	0,95	325	0	3,1	32	0
			П-Г	0,45	200				
4	5	5	П	0,55	244	19,5			0
			Г	0,7	357	13,6	2,7	41	0,4
			П-Г	0,5	228	17,3			0
5	1,2	0	П	0,5	401				
			Г	1,1	433	0	3,9	40	0
			П-Г	0,35	219				
6	5	5	П	0,55	430	24,5			0
			Г	0,7	469	17,1	3,2	48,6	0,5
			П-Г	0,4	247	21,4			0

У таблиці 2.1 позначено типи буферів: П – пружинний, Р – гідравлічний, П-Г – пружинно-гідравлічний. При цьому були прийняті такі вирази для опорів, створюваних буферними пристроями:

пружинний буфер

$$F_{\text{пр}} = -c \cdot x \quad (2.3)$$

де c – жорсткість пружини буфера,

гідрравлічний буфер

$$F_{\psi} = \alpha \cdot \dot{x}^2 \text{sign}(\dot{x}) \quad (2.4)$$

де α – коефіцієнт демпфування,

пружинно-гідрравлічний буфер

$$F_{\text{пр}} = -c \cdot x + \alpha \cdot \dot{x}^2 \text{sign}(\dot{x}) \quad (2.5)$$

На основі проведеного аналізу було встановлено:

- для більш ефективної роботи гідрравлічних буферів гідрравлічний опір має бути змінним;
- пружинно-гідрравлічні буфери є найбільш ефективними (осада за час спрацьовування найменша);
- у пружинно-гідрравлічних буферах на початку гальмування діє гідрравлічне гальмування, а потім додається опір пружин, що дозволяє забезпечити гальмування практично із постійним уповільненням.

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БІМ ХНАДУ, 2023 Р.

2.7. Висновки у розділі.

1. Визначення динамічних навантажень чотиримасової розрахункової динамічної схеми дозволяє зробити два суттєві висновки:

– облік податливості моста крана в горизонтальному напрямку та податливості валопроводів приводу механізму пересування знижує найбільше навантаження буферного пристрою порівняно з розрахунком динамічних навантажень, при якому приймається, що міст та валопроводи є абсолютно жорсткими; максимальне навантаження зменшується приблизно на 10-12%.

– оскільки накопичена металоконструкцією крана потенційна енергія, що виникає при деформації мосту під дією сил інерції при наїзді крана на буферні пристрої, становить близько 10% від кінетичної енергії крана, то при розрахунку буферів її можна не враховувати.

2. Для запобігання пружній віддачі при застосуванні пружинних буферів необхідно розробити такі конструкції буферних пристроїв, які мали б змінну жорсткість, що зменшується при спрацьовуванні буфера.

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023 Р.

3 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

3.1 Розрахунок механізму підйому

3.1.1 Вибір і обґрунтування кінематичної схеми механізму

Залежно від типу приводу всі механізми підйому можна розділити на наступні групи: з ручним приводом, з індивідуальним машинним, з груповим машинним. У нашому випадку можна застосувати привід з індивідуальним електричним двигуном.

Конструкція механізму підйому з індивідуальним електричним приводом визначається цілою низкою чинників, а саме: типом вантажопідйомного пристрою, вагою вантажу, що піднімається, висотою підйому, мінімальної і максимальної швидкостями підйому вантажу, особливостями технологічного процесу, характером вантажу.

У нашому випадку підходить схема механізму підйому вантажу з установкою барабана на двохопорному валу. Механізм складається з двигуна 1, муфти з гальмівним шківом 2, шліма 3, двоступінчастого редуктора 4, муфти 5, що з'єднує вихідний вал редуктора з валом барабана 6. Відмінною особливістю є пристрій з блокових опорних елементів, що полегшують монтаж і демонтаж (рис.3.1)

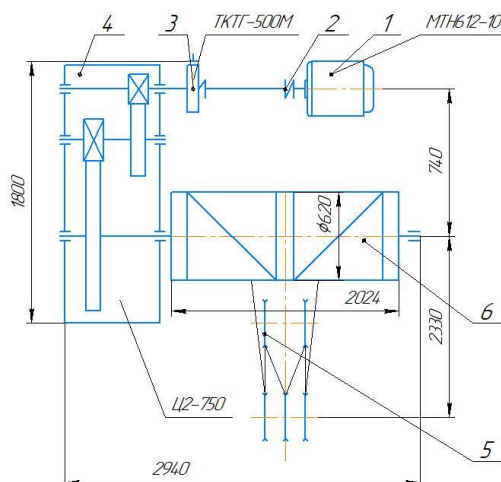


Рисунок 3.1 – Кінематична схема механізму підйому

3.1.2 Розрахунок і вибір канату

Розрахунок механізму підйому слід починати з вибору типу поліспасти. Для механізму підйому застосуємо здвоєний поліспаст. Вибір кратності поліспасти визначається вантажопідйомністю крана і загальним компонованням візки.

Заводи, що виготовляють мостові крани серійно, прагнуть застосовувати на кранах різної вантажопідйомності одні й ті ж деталі і вузли, що вдається досягти за рахунок зміни кратності поліспасти. Для даного завдання (кратності) застосуємо поліспаст здвоєний з кратністю $m = 6$ і передавальним числом $u = 3$.

Максимальне зусилля, що припадає на одну гілку каната згідно з [9]:

$$S_{\max} = \frac{G_{\text{гр}} + G_{\text{п}}}{m \eta_{\text{п}}} = \frac{200 + 3}{6 \cdot 0,95} = 35,61 \text{ кН} \quad (3.1)$$

$$\eta_n = \frac{1 - \eta^n}{n \cdot \eta - 1} = \frac{1 - 0,98^6}{6 \cdot 0,98 - 1} = 0,95 \quad (3.2)$$

де $\eta = 0,98$ - ККД блоку на підшипниках кочення.

Згідно з «Правилами будови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів» [15], розрахунок канате виробляємо по розривному зусиллю канату:

$$P_p = S_{\max} \cdot Z = 35,61 \cdot 9 = 320,49 \text{ кН}, \quad (3.3)$$

де $Z = 9$ - коефіцієнт запасу міцності.

По таблиці із [9] вибираємо канат типу ЛК-Р 6×19 + 1о.с. діаметром 25 мм по ГОСТ 2688-80 з дроту з розрахунковим межею міцності $\sigma = +1568$ МПа.

3.1.3 Визначення основних розмірів барабана

Допустимий мінімальний діаметр барабана визначимо за формулою:

$$D_6 \geq d_k h = 25 \cdot 25 = 625 \text{ мм}, \quad (3.4)$$

де $d_k = 25$ мм - діаметр канату,

$h = 25$ - коефіцієнт, що залежить від групи режиму роботи.

Приймаємо діаметр барабана $D_6 = 620$ мм.

Загальна довжина барабана:

$$L_6 = 2l_p + 2a + B = 2 \cdot 729 + 2 \cdot 133 + 300 = 2024 \text{ мм}, \quad (3.5)$$

де $l_p = zt = 27 \cdot 27 = 729$ мм,

$$z = \frac{Hu_n}{\pi D_6} + (1,5 \dots 2,0) = \frac{16 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,62} + 2 = 27 \text{ витків}, \quad (3.6)$$

$H = 16$ м - висота підйому вантажу,

$t = d_k + (2 \dots 5) = 25 + 2 = 27$ - крок нарізки,

$a = d_k + 4t = 25 + 4 \cdot 27 = 133$ мм - довжина частини барабана, необхідна для закріплення кінця канату.

Середня частина барабана залежить від відстані між осями струмків крайніх блоків і блоків підвіски при її крайньому верхньому положенні h_{\min} і попускається кута відхилення канату від вершини $\beta = 6^\circ$,

$$B = 1 \pm h_{\min} \operatorname{tg} \beta. \quad (3.7)$$

Оскільки величину h_{\min} можна визначити тільки після закінчення компонування візки, то попередньо можна прийняти $B = 300$ мм, що забезпечує нормальний натяг канату при верхньому положенні підвіски.

3.1.4 Вибір електродвигуна

Потужність двигуна, необхідна для підйому вантажу при сталому русі

$$N = \frac{(G_{ep} + G_n) v_{ep}}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_m} = \frac{(200000 + 3000) \cdot 15}{1000 \cdot 60 \cdot 0,86} = 59,04 \text{ кВт.} \quad (3.8)$$

За каталогом із [9] обираємо двигун МТН 612-10, який має при ПВ = 40%:

номінальна потужність	$N_d = 60$ кВт;
частота обертання	$n_{дв} = 505$ хв-1;
махового моменту ротора	210 Н·м ² ;
максимальний момент	3000 Н·м.

3.1.5 Визначення передавального числа приводу і вибір редуктора

Знаходимо загальнопередавальне число механізму:

$$u = \frac{n_d}{n_6} = \frac{578}{23,11} = 25,01, \quad (3.9)$$

$$n_6 = \frac{v_{cp} \cdot u_n}{\pi D_6} = \frac{15 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,62} = 23,11 \text{ об/хв.} \quad (3.10)$$

За каталогом із [9] вибираємо редуктор Ц2-750 з $u_p = 24,9$, з тихохідним кінцем вала у вигляді вінця для зубчастої муфти.

Попередній крутний момент на тихохідному валу редуктора:

$$M_m = 9750 \frac{N}{n} u_p \eta_p = 9750 \cdot \frac{60}{578} \cdot 24,9 \cdot 0,97 = 24,54 \leq [M_m]. \quad (3.11)$$

3.1.6 Перевірка двигуна на пусковий момент

Для забезпечення надійного розгону механізму підйому рекомендується

$$M_{cp.n.} \geq 1,5 M_n,$$

де $M_{cp.n.}$ - середній пусковий момент двигуна:

$$M_{cp.n.} = \frac{0,9 M_{max} + M_{min}}{2} = \frac{0,9 \cdot 4000 + 1012}{2} = 2126 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.12)$$

M_n - номінальний момент двигуна:

$$M_n = 9750 \frac{N}{n} = 9750 \cdot \frac{60}{578} = 1012 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.13)$$

Час розгону механізму підйому становить:

$$t_p = \frac{n_o \left[\frac{(G_{cp} + G_n) D_o^2}{u_n^2 \cdot u_p^2 \cdot \eta_o} + c(m D^2) \right]}{38,2 \left[\frac{M_{cp.n.} (G_{cp} + G_n) D_o}{2 u_n \cdot u_p \cdot \eta_o} \right]} = \frac{578 \cdot \left[\frac{(200000 + 3000) \cdot 0,62^2}{3^2 \cdot 25^2 \cdot 0,86} + 1,15 \cdot 21 \right]}{38,2 \left[2126 - \frac{(200000 + 3000) \cdot 0,62}{2 \cdot 3 \cdot 25 \cdot 0,86} \right]} = 0,53 \text{ с}. \quad (3.14)$$

Фактичне прискорення при розгоні механізму:

$$a = \frac{v_{ep}}{60 t_p} = \frac{15}{60 \cdot 0,53} = 0,476 \leq [a] = (0,6 \dots 0,8) \text{ м/с}^2. \quad (3.15)$$

3.1.7 Визначення гальмівного моменту, вибір гальма і його перевірка

Габарити гальма визначаються в залежності від величини гальмівного моменту. Гальмівний момент визначається з умови утримання вантажу у висячому положенні, тобто по статичному моменту з урахуванням коефіцієнта запасу за формулою із [9]:

$$M_T = M_{ст} \cdot K = 721 \cdot 1,75 = 1802 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.16)$$

де $K = 1,75$ - коефіцієнт запасу гальмування, який залежить від групи режиму роботи,

$M_{ст}$ - статичний момент від вантажу, приведений до валу гальма:

$$M_{ст} = \frac{(G_{zp} + G_n) D_o \eta_o}{2u_p u_n} = \frac{(200000 + 30000) \cdot 0,62 \cdot 0,86}{2 \cdot 25} = 721 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.17)$$

За отриманим гальмівним моментом M_T вибираємо гальмо ТКТГ-500М, який здатний розвивати гальмівний момент $M_T = 2500 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $D_{ш} = 300 \text{ мм}$, $B = 200 \text{ мм}$, $m = 210 \text{ кг}$.

Перевірка гальма на питомий тиск:

$$q = \frac{N}{\frac{\pi D_m}{360} \phi B} = \frac{10297,1}{\frac{3,14 \cdot 500}{360} \cdot 70 \cdot 200} = 0,168 \leq [q] = 0,6 \text{ МПа}, \quad (3.18)$$

де N - сила притиснення колодки до гальмівного шківів:

$$N = \frac{M_m}{\mu D_{ш}} = \frac{1802}{0,35 \cdot 0,5} = 10297,1 \text{ Н}, \quad (3.19)$$

B - ширина гальмівного шківів,

$D_{ш}$ - діаметр гальмівного шківа,

$\varphi=70^\circ$ - кут обхвату колодкою гальмівного шківа.

Перевірка гальма на питому роботу тертя:

$$A_{mp} = qv\mu = 0,168 \cdot 14,8 \cdot 0,35 = 0,86 < [A_{mp}] = 1,5 \text{ МПа}\cdot\text{м} / \text{с}, \quad (3.20)$$

де $\mu = 0,35$ - коефіцієнт тертя ковзання колодки про шків,

v - мінімальна швидкість гальмівного шківа:

$$v = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 565}{60} = 14,8 \text{ м/с}. \quad (3.21)$$

3.2 Розрахунок механізму пересування візка

3.2.1 Вибір і обґрунтування кінематичної схеми механізму

Для економії металу і деталей приймаємо класичний механізм пересування візка з тихохідним трансмісійним валом (рис.3.2), який складається з двигуна 1, сполучної муфти з гальмівним шківом 2, гальма 3, редуктора 4, трансмісійного валу 5, муфт (МЗ або МЗП) 6 в залежності від розміру коліс ходових коліс 7 (дворебордними).

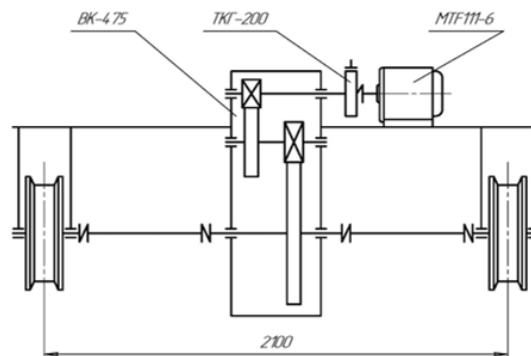


Рисунок 3.2 – Кінематична схема механізму пересування візка

3.2.2 Розрахунок і вибір ходових коліс механізму пересування візка

Тиск на одне ходове колесо попередньо визначимо з умови рівномірного розподілу ваги вантажу, що піднімається і ваги візка на всі чотири ходові колеса:

$$P = \frac{G_{zp} + G_m + G_n}{4} = \frac{200 + 100 + 3}{4} = 75,75 \text{ кН}, \quad (3.22)$$

де $G_t = 100$ кН - сила ваги візки з механізмами за аналогією з раніше виконаними конструкціями кранів.

По таблиці із [10] по навантаженню на одне ходове колесо визначимо діаметр ходового колеса $D_{х.к.} = 400$ мм, рейок Р43 ГОСТ 7173-54:

ширина головки рейки - 70 мм;

висота рейки - 140 мм;

$[P] = 100 \dots 200$ кН.

Матеріал колеса Сталь 75 з твердістю поверхні НВ = 350.

Розрахунок ходового колеса робимо по ГОСТ 24.090.44-82 з урахуванням об'ємного напруженого стану в зоні контакту колеса з рейкою по формулі:

$$\sigma = 7500 \cdot K_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_D \cdot P_{\max}}{D^2}} = 7500 \cdot 0,13 \cdot 1,05 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,115 \cdot 75,75}{40^2}} = 384,1 \text{ МПа}, \quad (3.23)$$

де $K_F = 0,13$ - коефіцієнт, що враховує вплив дотичного навантаження на напругу в зоні контакту [10],

K_D - коефіцієнт динамічності допустимого напруги $[\sigma_N]$ при наведеному числі обертів колеса N за термін служби:

$$K_D = 1 + \alpha v_m = 1 + 0,15 \cdot 0,77 = 1,115. \quad (3.24)$$

Коефіцієнт приведення числа обертів із [10]:

$$\theta = \frac{P_{\min}}{P_{\max}} = \frac{G_m + G_n}{G_{ep} + G_m + G_n} = \frac{100 + 3}{200 + 100 + 3} = 0,339; \theta = 0,215. \quad (3.25)$$

Повне число оборотів за весь термін служби:

$$N_0 = 3,6 \cdot 10^4 \cdot \frac{v_c}{\pi D_k} \cdot T_{max} = 3,6 \cdot 10^4 \cdot \frac{0,525}{3,14 \cdot 0,4} \cdot 12500 = 2088774. \quad (3.26)$$

Середня швидкість:

$$v_c = \beta v = 0,9 \cdot 0,58 = 0,525 \text{ м/с}. \quad (3.27)$$

Наведене число обертів колеса за термін служби:

$$N = \theta N_0 = 0,215 \cdot 2088774 = 449086,4 \quad (3.28)$$

Тоді

$$[\sigma_N] = [\sigma_0] \sqrt[9]{\frac{10^4}{N}} = 920 \cdot \sqrt[9]{\frac{10^4}{449086,4}} = 616,4 \text{ МПа}. \quad (3.29)$$

3.2.3 Вибір двигуна

Потужність двигуна механізму пересування візка з вантажем визначається по статичному опору пересуванню. Опір пересуванню візки при сталому русі одно:

$$W = \frac{K_p (G_{cp} + G_m + G_n)}{D_{x.k.}} \cdot (2\mu + fd_u) = \frac{2 \cdot (200 + 100 + 3) \cdot 10^3}{40} \cdot (2 \cdot 0,06 + 0,015 \cdot 9,5) = 3976,9 \text{ Н.} \quad (3.30)$$

Потужність на валу двигуна, необхідна для пересування візка з вантажем зі швидкістю $v_T = 35 \text{ м / хв}$:

$$N = \frac{Wv_m}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_{np}} = \frac{3976 \cdot 35}{1000 \cdot 60 \cdot 0,91} = 2,5 \text{ кВт,} \quad (3.31)$$

де $\eta_{np} = 0,96^3 = 0,91$ - ККД механізму пересування.

За каталогом [11] вибираємо електродвигун МТФ 111-6, у якого:

Номинальна потужність	$N_d = 3,5 \text{ кВт}$
Частота обертання	$n_d = 895 \text{ мин}^{-1}$;
Махового моменту ротора	$0,195 \text{ кгс} \cdot \text{м}^2$;
Максимальний момент	$87 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

3.2.4 Вибір редуктора

Редуктор вибираємо по передавальному числу і потужності або максимальному переданому моменту.

Передавальне число редуктора:

$$u_p = \frac{n_d}{n_k} = \frac{895}{27,87} = 32,11, \quad (3.32)$$

$$n_k = \frac{v_m}{\pi D_{x.k.}} = \frac{35}{3,14 \cdot 0,4} = 27,87 \text{ об/хв.} \quad (3.33)$$

За каталогом [11] вибираємо вертикальний редуктор ВК-475 з передавальним числом 29,06. Передана потужність $N_p = 6,9$ кВт при частоті обертання 1000 об / хв.

З'єднання валу двигуна з швидкохідним валом здійснюється за допомогою зубчастої муфти з гальмівним шківом.

3.2.5 Вибір гальма

Гальмо механізму пересування візка вибираємо за гальмівним моментом з умови погашення кінетичної енергії поступально рухомих мас і обертових мас приводу.

Величина гальмівного моменту визначається з урахуванням виключення ковзання приводу як коліс по рейці в процесі гальмування візка, що рухається з номінальною швидкістю без вантажу.

Тому що допускається максимальне уповільнення, яке забезпечує зчеплення приводних коліс з рейкою:

$$[\gamma]_{\max} = g \left\{ \phi \frac{m}{n} \frac{1}{K_c} + \frac{K_p}{D_{x.k.}} \left[2f + \mu d_0 \left(1 - \frac{m}{n} \right) \right] \right\} = \quad (3.34)$$

$$= 9,81 \cdot \left\{ 0,2 \cdot \frac{2}{4} \cdot \frac{1}{1,4} + \frac{2}{40} \left[2 \cdot 0,06 + 0,015 \cdot 9,5 \cdot \left(1 - \frac{2}{4} \right) \right] \right\} = 0,79 \text{ м/с}^2,$$

де $m = 2$ - число приводних коліс,

$n = 4$ - число коліс візка,

$\phi \cong 0,2$ - коефіцієнт зчеплення,

$K_c = 1,4$ - коефіцієнт запасу зчеплення.

Максимально допустимий час гальмування:

$$t_m = \frac{v_m}{60[\gamma]_{\max}} = \frac{35}{60 \cdot 0,79} = 0,74 \text{ с.} \quad (3.35)$$

Гальмівний момент дорівнює:

$$M_m = M_{u1}^m + M_{u2}^m - M_{cm}^m = \frac{(Q + m_n + m_m) D_\kappa^2 n_o \eta_m}{38,2 t_m u_p^2} + c \frac{[(mD^2)_1 + (mD^2)_2] n_o}{38,2 t_m} - \frac{W' D_\kappa \eta_{np}}{2 u_p} =$$

$$= \frac{(20000 + 300 + 10000) \cdot 0,4^2 \cdot 895 \cdot 0,91}{38,2 \cdot 0,74 \cdot 29,06^2} + 1,15 \cdot \frac{[0,195 + 0,3] \cdot 895}{38,2 \cdot 0,74} - \frac{675,9 \cdot 0,4 \cdot 0,91}{2 \cdot 29,06} = 179,24 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.36)$$

$$\text{де } W' = \frac{G_n + G_m}{D_\kappa} (2f + \mu d_0) = \frac{(3+10) \cdot 10^3}{40} \cdot (2 \cdot 0,06 + 0,015 \cdot 9,5) = 675,9 \text{ Н}. \quad (3.37)$$

За табл. із [11] вибираємо гальмо типу ТКГ-200, для якого гальмівний момент $MT = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $d_{ш} = 200 \text{ мм}$, $B = 90 \text{ мм}$, $m = 35 \text{ кг}$.

Перевірка гальма на питомий тиск:

$$q = \frac{N}{\frac{\pi D_u}{360} \phi B} = \frac{2560,6}{\frac{3,14 \cdot 0,2}{360} \cdot 10 \cdot 90} = 0,232 \leq [q] = 0,6 \text{ МПа}, \quad (3.38)$$

де N - сила притиснення коліщів до гальмівного шківів:

$$N = \frac{M_m}{\mu D_u} = \frac{179,24}{0,35 \cdot 0,2} = 2560,6 \text{ Н}. \quad (3.39)$$

Перевірка гальма на питому роботу тертя:

$$A_{mp} = qv\mu = 0,232 \cdot 9,73 \cdot 0,35 = 0,79 < [A_{mp}] = 1,5 \text{ МПа}\cdot\text{м}/\text{с}, \quad (3.40)$$

де v - лінійна швидкість гальмівного шківів:

$$v = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 895}{60} = 9,37 \text{ м/с}. \quad (3.41)$$

3.2.6 Перевірка двигуна на пусковий момент і умова відсутності буксування

Коефіцієнт короткочасного перевантаження обраного двигуна:

$$|\phi| = \frac{M_{\max}}{M_n} = \frac{87}{38,13} = 2,28, \quad (3.42)$$

де M_n - номінальний момент двигуна:

$$M_n = 9750 \frac{N_\partial}{n_\partial} = 9750 \cdot \frac{3,5}{895} = 38,13 \text{ Н}\cdot\text{м}, \quad (3.43)$$

Пусковий момент, необхідний для розгону маси візка з вантажем:

$$M_{\text{пуск}} = \frac{(Q + m_n + m_m) D_\kappa^2 n_\partial + c \cdot [(mD^2)_1 + (mD^2)_2] n_\partial}{38,2 t_p u_p^2 \eta_{np}} + \frac{WD_\kappa}{2u_p \eta_{np}} = \quad (3.44)$$

$$= \frac{(20000 + 300 + 10000) \cdot 0,4^2 \cdot 895}{38,2 \cdot 10 \cdot 29,06^2 \cdot 0,91} + 1,15 \cdot \frac{[0,195 + 0,3] \cdot 895}{38,2 \cdot 10} + \frac{3976,9 \cdot 0,4}{2 \cdot 29,06 \cdot 0,91} = 46,16 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Дійсний коефіцієнт короткочасного перевантаження двигуна в період розгону:

$$\phi = \frac{M_{\text{пуск}}}{M_n} = \frac{46,16}{38,13} = 1,21 < [\phi]. \quad (3.45)$$

Час розгону візки з вантажем:

$$t_p = \frac{n_o \left[\frac{(Q + m_n + m_m) D_{x.k.}^2}{u_p^2 \eta_{np}} + 1,15 \left[(mD^2)_1 + (mD^2)_2 \right] \right]}{38,2 \left[M_{пуск} - \frac{WD_{x.k.}}{2u_p \eta_{np}} \right]} = \quad (3.46)$$

$$= \frac{895 \cdot \left[\frac{(20000 + 300 + 10000) \cdot 0,4^2}{29,06^2 \cdot 0,91} + 1,15 [0,195 + 0,3] \right]}{38,2 \left[46,16 - \frac{3976,9 \cdot 0,4}{2 \cdot 29,06 \cdot 0,91} \right]} = 10,0$$

Час розгону візки без вантажу:

$$t'_p = \frac{n_o \left[\frac{(m_n + m_m) D_{x.k.}^2}{u_p^2 \eta_{np}} + 1,15 \left[(mD^2)_1 + (mD^2)_2 \right] \right]}{38,2 \left[M_{пр} - \frac{W_{0,2} D_{x.k.}}{2u_p \eta_{np}} \right]} = \quad (3.47)$$

$$= \frac{895 \cdot \left[\frac{(300 + 10000) \cdot 0,4^2}{29,06^2 \cdot 0,91} + 1,15 [0,195 + 0,3] \right]}{38,2 \left[46,16 - \frac{1351,88 \cdot 0,4}{2 \cdot 29,06 \cdot 0,91} \right]} = 1,76 \text{ с,}$$

де

$$W_{0,2} = \frac{K_p (G_n + G_m)}{D_{x.k.}} \cdot (2\mu + fd_u) = \frac{2 \cdot (3 + 100) \cdot 10^3}{40} \cdot (2 \cdot 0,06 + 0,015 \cdot 9,5) = 1351,88 \text{ Н.} \quad (3.48)$$

3.2.7 Перевірка на пробуксовку візки без вантажу в період пуску

Середнє прискорення при розгоні візка без вантажу:

$$a_{cp} = \frac{v_m}{60t'_p} = \frac{35}{60 \cdot 1,76} = 0,3 \text{ м/с}^2 \leq [a]. \quad (3.49)$$

Допустиме прискорення візка в процесі розгону без вантажу із забезпеченням запасу зчеплення приводних коліс з рейкою:

$$[a]_{\max} = g \left\{ \phi \frac{m}{n} \cdot \frac{1}{K_c} - \frac{K_p}{D_{x.k.}} \left[2f + \mu d_0 \left(1 - \frac{m}{n} \right) \right] \right\} = \quad (3.50)$$

$$= 9,81 \cdot \left\{ 0,2 \cdot \frac{2}{4} \cdot \frac{1}{1,4} - \frac{2}{40} \left[2 \cdot 0,06 + 0,015 \cdot 9,5 \cdot \left(1 - \frac{2}{4} \right) \right] \right\} = 0,72 \text{ м/с}^2,$$

де $m = 2$ - число приводних коліс,

$n = 2$ - число коліс візка,

$\phi = 0,2$ - коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою,

$K_c = 1,4$ - коефіцієнт запасу зчеплення.

3.3 Розрахунок металоконструкції

Міст крана з суцільностінчатими балками складається з двох головних балок прямокутної форми, двох кінцевих балок.

Міст об'єднується поручнями і настилами. У торцях кінцевих балок встановлюються буферні пристрої.

Вихідні дані:

Вантажопідйомність	$Q = 20/5 \text{ т};$
проліт крана	$L = 22,5 \text{ м};$
швидкість пересування крана	$v = 78 \text{ м / хв.};$
група режиму роботи	A4;
маса візка	$m_{\text{т}} = 8 \text{ т};$
маса підвіски	$m_{\text{п}} = 0,275 \text{ т};$

колія візки	$a = 2,1 \text{ м};$
база візки	$B_T = 1,8 \text{ м};$
база крана	$B_K = 3,8 \text{ м}.$

3.3.1 Вибір основних розмірів

Висота балки:

$$H_{\sigma} = (1/16 \dots 1/20)L = (1/16 \dots 1/20)21 = 1,3 \dots 1,05 \text{ м}, \quad (3.51)$$

приймаємо $H_{\sigma} = 1,2 \text{ м}.$

Опорні перерізи балки:

$$H_{oc} = (0,6 \dots 0,7)H_{\sigma} = 0,65 \cdot 1,2 = 0,78 \text{ м}. \quad (3.52)$$

Довжина скоса:

$$C = (0,1 \dots 0,2)L = 0,2 \cdot 21 = 42 \text{ м}. \quad (3.53)$$

Ширина майданчиків, як з боку механізму пересування, так і з боку прогону приймається $B_{пл} = 1,6 \text{ м}.$

Ваги елементів конструкції:

вага моста	$G_M = 380 \text{ кН};$
вага кабіни	$G_K = 20 \text{ кН};$
вага механізму пересування крана	$G_{мех} = 5 \text{ кН};$
вага тролейв	$G_{тр} = 8,8 \text{ кН};$
вага майданчиків	$G_{пл} = 13,2 \text{ кН};$
вага однієї балки	$G_{\sigma} = 0,269G_M = 102,22 \text{ кН}.$

3.3.2 Визначення розрахункових навантажень для головної балки з боку механізму пересування крана

Постійна розподілене навантаження для головної балки з боку тролів:

$$q' = K_q \frac{G_{\delta} + G_{nl} + G_{mp}}{L} = 1,2 \cdot \frac{102,2 + 13,2 + 8,8}{21} = 7,1 \text{ кН/м.} \quad (3.54)$$

Постійна розподілене навантаження для головної балки:

$$q = K_q \frac{G_{\delta} + G_{nl}}{L} = 1,2 \cdot \frac{102,2 + 13,2 \cdot 0,5}{21} = 6,2 \text{ кН/м.} \quad (3.55)$$

Постійні зосереджені навантаження для балки з боку механізму пересування від ваги механізму пересування крана:

$$P_n = K_q \cdot G_m = 1,2 \cdot 5 = 6 \text{ кН.} \quad (3.56)$$

Вага kabini управління з електрообладнанням:

$$P_k = K_q \cdot G_k = 1,2 \cdot 2 = 2,4 \text{ кН.} \quad (3.57)$$

Ручома навантаження від тиску ходових коліс візка з вантажем:

$$P = \frac{G_m}{4} + K_p \frac{G_{zp} + G_m}{4} = \frac{70}{4} + 1,2 \cdot \frac{200 + 5}{4} = 79,0 \text{ кН.} \quad (3.58)$$

Розподілена горизонтальна інерційна навантаження на головну балку:

$$q_2 = 0,1 \frac{G_{\delta} + G_{nl}}{L} = 0,1 \cdot \frac{102,2 + 0,5 \cdot 13,2}{21} = 0,52 \text{ кН/м.} \quad (3.59)$$

Зосереджені горизонтальні інерційні навантаження від ваги механізму пересування:

$$P_{mn}^z = 0,1G_m = 0,1 \cdot 5 = 0,5 \text{ кН.} \quad (3.60)$$

Зосереджені рухливі горизонтальні інерційні навантаження про ваги кабіни:

$$P_k^z = 0,1G_k = 0,1 \cdot 20 = 2,0 \text{ кН.} \quad (3.61)$$

Поперечні рухливі горизонтальні інерційні навантаження від тиску ходових коліс:

$$P_z^m = 0,1 \left(\frac{G_{zp}}{4} + \frac{G_m}{4} \right) = 0,1 \cdot \left(\frac{200}{4} + \frac{70}{4} \right) = 6,75 \text{ кН.} \quad (3.62)$$

Поперечні рухливі горизонтальні інерційні навантаження від гальмування візка:

$$P_{2z}^m = \frac{1}{7} \left(\frac{G_{zp}}{4} + \frac{G_m}{4} \right) = \frac{1}{7} \cdot \left(\frac{200}{4} + \frac{70}{4} \right) = 9,6 \text{ кН.} \quad (3.63)$$

Момент скручування від рухомого навантаження:

$$M_{скр1} = \frac{(P_z^m + P_{2z}^m)}{2} H_{oc} = 6,75 \cdot 0,78 = 5,1 \text{ кН}\cdot\text{м,} \quad (3.64)$$

$$M_{скр2} = -q_2 \frac{L}{2} \left(\frac{H_{\sigma}}{2} - \frac{H_{oc}}{2} \right) = -0,6 \cdot \frac{21}{2} \cdot \left(\frac{1,2}{2} - \frac{0,78}{2} \right) = -1,51 \text{ кН}\cdot\text{м.} \quad (3.65)$$

Момент скручування від зосереджених горизонтальних інерційних навантажень:

$$M_{скр3} = \frac{(P_{мп}^2 + P_{к}^2)}{2} H_{ос} = \frac{(0,5 + 2,0)}{2} \cdot 0,78 = 0,98 \text{ кН}\cdot\text{м}. \quad (3.66)$$

Розрахунковий скручує момент від всіх горизонтальних навантажень:

$$M_{скр.расч.} = M_{скр1} + M_{скр2} + M_{скр3} = 5,1 + 1,51 + 0,98 = 7,59 \text{ кН}\cdot\text{м}. \quad (3.67)$$

3.3.3 Розрахунок головної балки

При підборі перетину увага повинна бути звернена на створення необхідної і достатньої жорсткості металоконструкції, так як крани з роздільним приводом добре працюють лише при жорсткій конструкції.

Вибір перерізу

Висота перерізу головної балки $H_{\delta} = 1,2 \text{ м}$.

Товщина вертикального листа $\delta = 8 \text{ мм}$.

Ширину горизонтальних листів приймаємо з умови забезпечення горизонтальної жорсткості:

$$B = (1/2 \dots 1/3) H_{\delta} = (1/2 \dots 1/3) \cdot 1,2 = 0,6 \dots 0,4 \text{ м}. \quad (3.68)$$

У той же час ширина горизонтального листа повинна бути не менше:

$$B = (1/40 \dots 1/50) L = (1/40 \dots 1/50) \cdot 21 = 0,525 \dots 0,42 \text{ м}. \quad (3.69)$$

Приймаємо $B = 600 \text{ мм}$, $\delta_c = 10 \text{ мм}$.

Відстань між вертикальними листами приймаємо $B = 550$ мм.

Площа перетину головної балки:

$$F = B\delta_1 + B\delta_2 + 2\delta H = 60 \cdot 1,2 + 60 \cdot 1,0 + 2 \cdot 0,8 + 117,8 = 352,8 \text{ см}^2. \quad (3.70)$$

Статичний момент перетину щодо осі x_1-x_1 :

$$S_{x_1-x_1} = \frac{2H\delta H}{2} + B\delta_1 \left(H - \frac{\delta_1}{2} \right) + \frac{B\delta_1\delta_2}{2} = 25500,4 \text{ см}^3 \quad (3.71)$$

Положення центра ваги перерізу головної балки відносно осі $x-x$:

$$z_1 = \frac{S_{x_1-x_1}}{F} = \frac{25500,4}{352,8} = 72,3 \text{ см}. \quad (3.72)$$

Момент інерції перерізу відносно осі $x-x$:

$$I_{x-x} = 2 \left[\frac{\delta H^3}{12} + \delta H z_0^2 \right] + \left[\frac{B\delta_1^3}{12} + B\delta_1 \left(\frac{\delta_1}{2} + \frac{H}{2} - z_0 \right)^2 \right] + \left[\frac{B\delta_2^3}{12} + B\delta_2 \left(z_1 - \frac{\delta_2}{2} \right)^2 \right] = 984560,2 \text{ см}^4. \quad (3.73)$$

Момент опору перерізу відносно осі $x-x$ (для верхнього поясу):

$$W_x = \frac{I_{x-x}}{\frac{H}{2} - z_0} = \frac{984560,2}{\frac{120}{2} - 2} = 14478,8 \text{ см}^3, \quad (3.74)$$

для нижнього поясу:

$$W_x' = \frac{I_{x-x}}{z_1} = \frac{984560.2}{72} = 13674,4 \text{ см}^3. \quad (3.75)$$

Момент інерції перерізу відносно осі у-у:

$$I_{y-y} = 2 \left[\frac{H\delta^3}{12} + H\delta \left(\frac{B}{2} + \frac{\delta}{2} \right)^2 \right] + \frac{\delta_1 B^3}{12} + \frac{\delta_2 B^3}{12} = 211235,6 \text{ см}^4. \quad (3.76)$$

Момент опору щодо осі у-у:

$$W_y = \frac{I_{y-y}}{B/2} = \frac{211235,6}{60/2} = 7041,2 \text{ см}^3. \quad (3.77)$$

Розрахунковий вигинає момент від дії рухомого навантаження:

$$M_{\max}^P = \frac{2P}{L} \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right)^2 = \frac{2 \cdot 79,0}{21} \cdot \left(\frac{21}{2} - \frac{1,8}{4} \right)^2 = 760 \text{ кН}\cdot\text{м}. \quad (3.78)$$

Розрахунковий вигинає момент від дії постійної рівномірно розподіленого навантаження:

$$M_{\max}^q = \frac{qL^2}{8} = \frac{6,2 \cdot 21^2}{8} = 341,7 \text{ кН}\cdot\text{м}. \quad (3.79)$$

Нормальна напруга в центрі балки від навантаження в вертикальній площині:

$$\sigma_1 = \frac{M_{\max}^P + M_{\max}^q}{W_x} = \frac{(760 + 341,7) \cdot 10^6}{14478,8 \cdot 10^3} = 76 \text{ МПа}. \quad (3.80)$$

Розрахунковий вигинає момент від дії постійної рівномірно розподіленого навантаження в горизонтальній площині:

$$M'_q = \frac{qL^2}{8} = \frac{0,52 \cdot 21^2}{8} = 28,7 \text{ кН}\cdot\text{м.} \quad (3.81)$$

Розрахунковий вигинає момент від дії рухомого навантаження в горизонтальній площині:

$$M'_p = \frac{2P^m}{L} \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right)^2 = \frac{2 \cdot 6,75}{21} \cdot \left(\frac{21}{2} - \frac{1,8}{4} \right)^2 = 64,5 \text{ кН}\cdot\text{м.} \quad (3.82)$$

Нормальна напруга при згині в горизонтальній площині:

$$\sigma_2 = \frac{M'_q + M'_p}{W_y} = \frac{(64,5 + 28,7) \cdot 10^6}{7041,2 \cdot 10^3} = 13,2 \text{ МПа.} \quad (3.83)$$

Максимальна нормальна напруга:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_2 = 76 + 13,2 = 89,2 < [\sigma] = 160 \text{ МПа.} \quad (3.84)$$

Дотичне напруження в опорному перерізі:

$$\tau_1 = \frac{M_{\text{скр. расч.}}}{2W} = \frac{7590000}{2 \cdot 2325,8 \cdot 8 \cdot 10^3} = 5,84 \text{ МПа.} \quad (3.85)$$

Статичний момент половини перерізу головної балки біля опори щодо осі

x-x:

$$S_x = B\delta_1 \left(\frac{H}{2} - \frac{\delta_1}{2} \right) + 2 \left(\frac{H}{2} - \delta_1 \right) \frac{\delta H}{4} = 8849,6 \text{ см}^3. \quad (3.86)$$

Момент інерції головної балки відносно осі x-x:

$$I_x = 2 \frac{\delta H^3}{12} + 2 \left[\frac{B\delta_1^3}{12} + B\delta_1 \left(\frac{H + \delta_1}{2} \right)^2 \right] = 641372,1 \text{ см}^4. \quad (3.87)$$

Дотичні напруження в опорному перерізі:

$$\tau_2 = \frac{R_A S_x}{2I_x \delta} = \frac{256200 \cdot 8849,6 \cdot 10^3}{2 \cdot 641372,1 \cdot 10^4 \cdot 8} = 22,1 \text{ МПа}. \quad (3.88)$$

Максимальні дотичні напруження в опорному перерізі:

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = 5,84 + 22,1 = 27,94 < [\tau] = 0,6[\sigma] = 108 \text{ МПа}. \quad (3.89)$$

Прогин головної балки і ваги візка з номінальним вантажем:

$$f = \frac{0,5(G_2 + G_m)L^3}{48EI_x} = \frac{0,5 \cdot (200 + 70) \cdot 2100^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^7 \cdot 641372,1} = 1,93 \text{ см} < [f], \quad (3.90)$$

$$d \leq \frac{L}{700} = \frac{2100}{700} = 3 \text{ см} - \text{дозволений прогин.}$$

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БІМ ХНАДУ, 2023 Р.

3.3.4 Розрахунок кінцевої балки

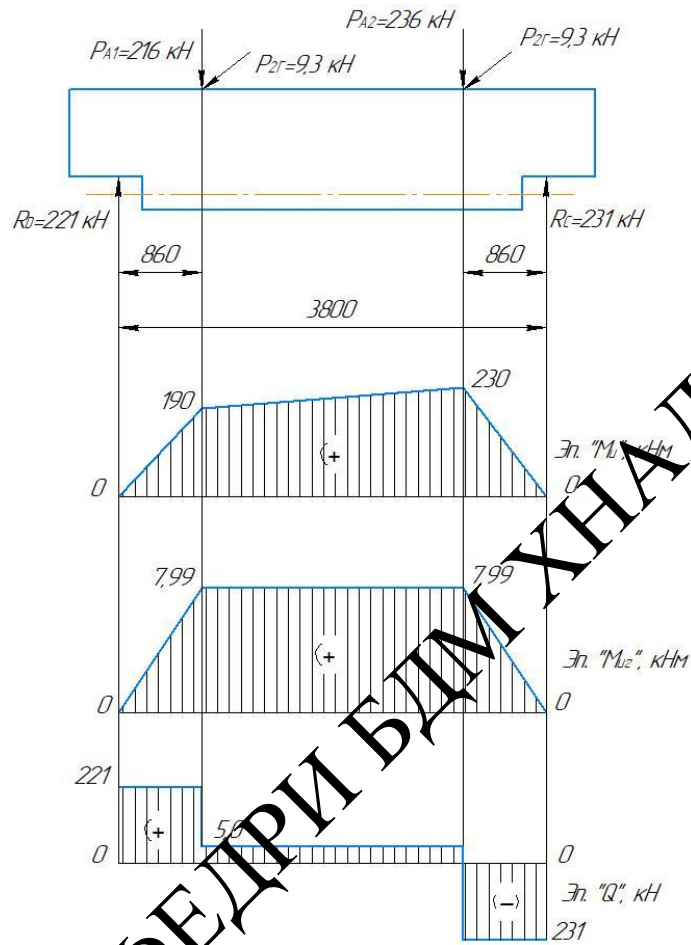


Рисунок 3.3 – Схема навантажень на кінцеву балку крана

У горизонтальній площині кінцева балка сприймає навантаження, що виникають в результаті різкого гальмування візка з вантажем:

$$P_2^m = 9,3 \text{ кН.}$$

Навантаження на кінцеву балку в горизонтальній площині:

$$R_D^z = R_C^z = \frac{P_2^m (B - a) - P_2^m a}{B_k} = \frac{9,3 \cdot (3,8 - 0,86) + 9,3 \cdot 0,86}{3,8} = 9,3 \text{ кН.} \quad (3.91)$$

Реакції в опорах кінцевої балки у вертикальній площині:

$$R_C = \frac{R_{A1}(B_k - a) + R_{A2}a_1}{B_k} = \frac{236(3,8 - 0,86) + 254 \cdot 0,86}{3,8} = 231 \text{ кН}, \quad (3.92)$$

$$R_D = \frac{R_{A1}a_1 + R_{A2}(B_k - a)}{B_k} = \frac{236 \cdot 0,86 + 254(3,8 - 0,86)}{3,8} = 221 \text{ кН}. \quad (3.93)$$

Кінцева балка виконується коробчастого перетину. Висота кінцевий балки $H = 1000$ мм, ширина поясів $B = 400$ мм. Товщина листів:

горизонтальних $\delta_1 = 12$ мм

вертикальних $\delta_2 = 10$ мм.

Момент інерції перерізу кінцевий балки відносно осі x_0-x_0 :

$$I_{x_0} = 2 \left[\frac{B\delta_1^3}{12} + B\delta_1 \left(\frac{H}{2} - \frac{\delta_1}{2} \right)^2 + 2 \frac{\delta(H-2\delta)}{12} \right] = 114023,5 \text{ см}^4, \quad (3.94)$$

щодо осі у-у:

$$I_y = 2 \frac{\delta_1 B^3}{12} + 2 \left[\frac{(H-2\delta_1)\delta_1^3}{12} + (H-2\delta_1)\delta_1 \left(\frac{B_1}{2} - \frac{\delta_1}{2} \right)^2 \right] = 60343 \text{ см}^4. \quad (3.95)$$

Момент опору перерізу відносно осі x_0-x_0 :

$$W_{x_0} = \frac{I_{x_0}}{H/2} = 2850,6 \text{ см}^3, \quad (3.96)$$

щодо осі у-у:

$$W_y = \frac{I_y}{B/2} = 3017,15 \text{ см}^3. \quad (3.97)$$

Згинальний момент у вертикальній площині:

$$M_1 = R_C a = 231 \cdot 86 = 22446 \text{ кН}\cdot\text{см}, \quad (3.98)$$

$$M_2 = R_D a = 221 \cdot 86 = 22016 \text{ кН}\cdot\text{см}.$$

Нормальна напруга від згинальних моментів:

$$\sigma_1 = \frac{M_1}{W_{x_0}} = \frac{224460000}{2850,6 \cdot 10^3} = 78,7 \text{ МПа}, \quad (3.99)$$

$$\sigma_1 = \frac{M_2}{W_{x_0}} = \frac{220160000}{2850,6 \cdot 10^3} = 77,2 \text{ МПа}.$$

Момент, що вигинає кінцеву балку в горизонтальній площині:

$$M_u^z = R_A^z a = 9300 \cdot 86 = 799800 \text{ Н}\cdot\text{см}. \quad (3.100)$$

Нормальна напруга в горизонтальній площині:

$$\sigma_y = \frac{M_u^z}{W_y} = \frac{799800 \cdot 10^3}{3017,15 \cdot 10^5} = 2,7 \text{ МПа}. \quad (3.101)$$

Дотичне напруження в перерізі:

$$\tau_1 = \frac{R_{A1} \cdot S_x}{I_{x_0} \cdot 2\delta} = \frac{231000 \cdot 7912,96 \cdot 10^3}{114023,51 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 10} = 68,7 \text{ МПа}. \quad (3.102)$$

При нормальній дії нормальних і дотичних напружень, наведене напруга дорівнює:

$$\sigma_{np} = \sqrt{\sigma_c^2 + 3\tau_1^2} = \sqrt{(77,2 + 2,7)^2 + 3 \cdot 68,7^2} = 143,3 \text{ МПа} < [\sigma] = 160 \text{ МПа}. \quad (3.103)$$

3.4 Розрахунок механізму пересування крана

3.4.1 Вибір і обґрунтування кінематичної схеми механізму

Для мостових кранів застосовуються рейкові механізми пересування.

Всі механізми пересування поділяються на механізми з приводом, розташованим на рухомій конструкції і поза нею. У другому випадку рушійне зусилля крану передається за допомогою канатної або конікової тяги. У нашому випадку застосуємо перший.

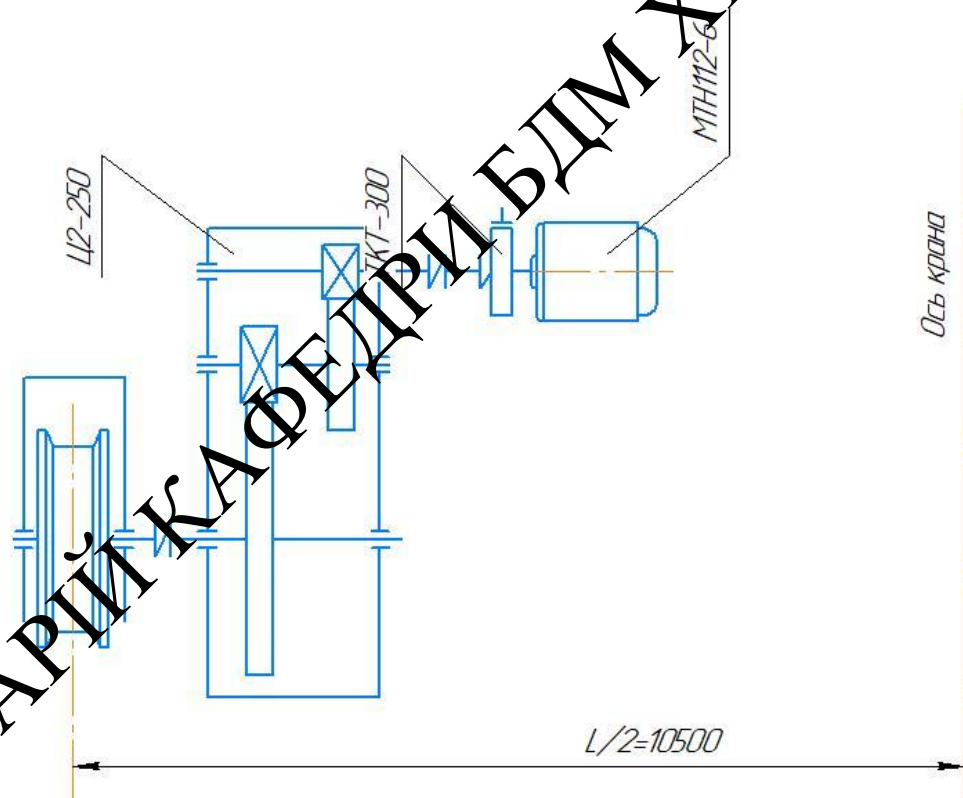


Рисунок 3.4 – Кінематична схема механізму пересування крану

3.4.2 Вибір ходових коліс

Максимальне навантаження, що діє на колесо при найвигіднішому положенні візка з вантажем, визначалася при розрахунку опорних реакцій кінцевої балки і дорівнює $P_{\max} = R_c = 261 \text{ кН}$.

Знаходимо еквівалентне навантаження:

$$P_9 = \psi K_3 P_{\max} = 0,888 \cdot 1,75 \cdot 261 = 405,6 \text{ кН.} \quad (3.104)$$

За табл. із [12] вибираємо; діаметр ходового колеса $D_{х.к.} = 500 \text{ мм}$; $d_0 = 110 \text{ мм}$; рейок КР70 ГОСТ 4121-76, радіус опуклості головки $r = 400 \text{ мм}$, ширина опуклості головки рейки $B = 70 \text{ мм}$.

3.4.3 Визначення зовнішніх навантажень, які діють на механізм

Сила опору пересуванню моста крана з номінальним вантажем:

$$W = \frac{K_p (G_{ep} + G_T + G_M)}{D_{х.к.}} (2\mu + fd) = \frac{1,1 \cdot (200 + 70 + 380)}{500} \cdot (2 \cdot 0,8 + 0,015 \cdot 11) = 4,65 \text{ кН} \quad (3.105)$$

де $K_p = 1,1$ - коефіцієнт, що враховує тертя реборд об рейку;

$\mu = 0,08$ - коефіцієнт тертя колеса по рейці;

$f = 0,015$ - коефіцієнт тертя ковзання в маточинах.

3.4.4 Вибір електродвигуна

Сумарна потужність двигуна для механізму пересування крана:

$$N_C = \frac{W \cdot V_k}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_{np}} = \frac{4650 \cdot 100}{1000 \cdot 60 \cdot 0,97} = 7,99 \text{ кВт.} \quad (3.106)$$

Необхідна статична потужність для кожного приводу:

$$N = 0,6 N_C = 0,6 \cdot 7,99 = 4,79 \text{ кВт.} \quad (3.107)$$

За каталогом із [12] вибираємо електродвигун МТН 112-6 з наступними характеристиками:

номінальна потужність	$N_d=5,3$ кВт;
частота обертання	$n_d=885$ хв ⁻¹ ;
махового моменту ротора	$0,27$ кгс·м ² ;
маса двигуна	$m = 88$ кг;
пусковий момент	$M_{\max}/M_H=2,49$.

3.4.5 Вибір редуктора

Передавальне число механізму:

$$u = \frac{n_d}{n_k} = \frac{885}{63,7} = 13,89, \quad (3.108)$$

де n_k - число обертів ходового колеса:

$$n_k = \frac{V_k}{\pi D_{x.k.}} = \frac{100}{3,14 \cdot 0,5} = 63,7 \text{ хв}^{-1}. \quad (3.109)$$

За каталогом кранових редукторів вибираємо редуктор типу Ц2-300 з $u_p=12,41$.

3.4.6 Вибір гальма

Максимально допустимий уповільнення, без присутності явища "юз", так само:

$$[\gamma] = g \left[\frac{m}{n} \cdot \frac{\phi}{K_c} + \frac{K_p}{D_{x.k.}} \left(2\mu + fd \left(1 - \frac{m}{n} \right) \right) \right] = 0,897 \text{ м/с}^2. \quad (3.110)$$

Час гальмування має бути не менше:

$$t_T = \frac{V_{\kappa}}{60 \cdot [\gamma]} = \frac{100}{60 \cdot 0,897} = 1,95 \text{ с.} \quad (3.111)$$

Гальмівний момент механізму пересування:

$$M_T = M_{u1}^T + M_{u2}^T - M_{CT}^T = 895,5 \text{ Н·м.} \quad (3.112)$$

Отже, на кожен механізм повинен бути встановлений гальмо з гальмівним моментом:

$$M_{T1} = \frac{M_T}{2} = 447,8 \text{ Н·м.} \quad (3.113)$$

Вибираємо гальмо типу ГТТ-300, $M_T=100 \text{ Н·м}$; $D_{ш}=300 \text{ мм}$; $m_T=9,2 \text{ кг}$; $B_{\kappa}=140 \text{ мм}$.

Перевірка гальма на питомий тиск:

$$q = \frac{N}{\frac{\pi D_{ш}^2}{360} \cdot \phi \cdot B_{ш}} = \frac{3333,3}{\frac{3,14 \cdot 300^2}{360} \cdot 0,140 \cdot 70} = 0,13 \text{ МПа,} \quad (3.114)$$

$$\text{де } N = \frac{2M_T}{\gamma_{ш}} = \frac{2 \cdot 500}{0,3} = 3333,3 \text{ Н.}$$

3.4.7 Перевірка двигуна на пусковий момент

Час розгону крана:

$$t_p = \frac{V_{\kappa}}{60 \cdot [a]} = \frac{100}{60 \cdot 0,15} = 11 \text{ с.} \quad (3.115)$$

Середній пусковий момент двигуна:

$$M_{\text{пуск}}^{\text{ср}} = \frac{0,5(G + m_T + m_K)D_{\text{х.к.}}^2 n_{\delta}}{38,2 \cdot u_p^2 \cdot t_p \cdot \eta_0} + c \frac{(mD^2)n_{\delta}}{38,2 \cdot t_p} + \frac{(G_K + G_T + G_{ГР})D_{\text{х.к.}}}{2u_p \eta_{\text{пр}}} \left(\mu + \frac{fd_0}{2} \right) = 56 \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (3.116)$$

Коефіцієнт короткочасного перевантаження двигуна:

$$\phi = \frac{M_{\text{пуск}}}{M_n} = \frac{57}{48,2} = 1,18 < [\phi] = 1,89. \quad (3.117)$$

Час розгону двигуна:

$$t_p = \frac{0,5n_{\delta} \left[\frac{(G + m_T + m_K)D_{\text{х.к.}}}{u_p^2 \cdot \eta_{\text{пр}}} + c(mD^2) \right]}{38,2 \left[M_{\text{пуск}}^{\text{ср}} - \frac{M_{\text{СТ}}}{u_p \cdot \eta_{\text{пр}}} \right]} = 11,4 \text{ с}. \quad (3.118)$$

Перевірка по допустимій напрузі:

$$a = \frac{V_k}{60t_p} = \frac{100}{60 \cdot 11,4} = 0,146 \text{ м/с}^2 < [a] = 0,15 \text{ м/с}^2. \quad (3.119)$$

4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ РОЗРАХУНКИ

4.1 Техніко-економічне обґрунтування підвищення ефективності експлуатації крану.

Ймовірність безвідмовної роботи машини у встановленому для неї режимі та в заданому інтервалі часу, мабуть, більш впливає на економічність машини, ніж більше цей інтервал. Незавжди уявити, що з подовженням міжремонтного періоду одночасно, як правило, збільшується, і загальний термін служби машини або за незмінності цього терміну, відповідно зменшується кількість ремонтів. В обох випадках знижується відносна (питома) величина витрат на ремонт, причому це може відбуватися як завдяки збільшенню загальної віддачі машини (виробіток) за весь термін її експлуатації при незмінному рівні ремонтних витрат, так і внаслідок зменшення їх абсолютної величини за незмінного періоду експлуатації.

Економічна ефективність будь-яких заходів, вкладених у збільшення ймовірності безвідмовної роботи, визначається як зниженням витрат на ремонт. Подовження періоду експлуатації машини або скорочення числа ремонтів при цьому періоді призводить до збільшення часу корисної віддачі машини, а разом з цим і розмірів випуску продукції, яка не може не позначитися на зниженні її собівартості (внаслідок зменшення частини умовно-постійних витрат у собівартості кожної одиниці продукції). Чим краще організовані поточні ремонти і технічне обслуговування, що менше час простою внаслідок ремонтів, тобто що ближче до одиниці значення коефіцієнта надійності, то вище корисна віддача машини. Це сприяє збільшенню випуску виробленої машиною продукції, зниженню її собівартості з допомогою скорочення умовно-постійних витрат.

Економія від підвищення довговічності машин набагато перевищує витрати на ці цілі. Якщо такі витрати навіть удвічі перевищують вартість машини, але забезпечують збільшення вихідної довговічності у 6 разів, то економічна ефективність підвищується у 10 разів.

Таким чином, підвищення загальної працездатності та довговічності машин дає можливість не тільки пропорційно скоротити обсяг річного випуску машин, знизити їх собівартість та експлуатаційно-ремонтні витрати, але й при тих же виробничих площах та потужностях збільшити обсяг промислової продукції без додаткових коштів на капітальне будівництво чи реконструкцію.

4.2 Визначення витрат на ремонтну модернізацію буферних пристроїв мостового спеціального крану.

Витрати на ремонтну модернізацію включають витрати на конструкторсько-технологічну підготовку проекту модернізації, витрати на виготовлення вузла, що модернізується, і витрати на проведення ремонтної модернізації.

$$\Delta K = Z_{КТП} + Z_{ИЗГ} + Z_{ЕД},$$

де ΔK – витрати на ремонтну модернізацію обладнання, грн.;

$Z_{КТП}$ – витрати на конструкторсько-технологічну підготовку проекту ремонтної модернізації, грн.;

$Z_{ИЗГ}$ – витрати на виготовлення вузла, що модернізується, грн.;

$Z_{ЕД}$ – одноразові витрати на проведення безпосередньо ремонтної модернізації обладнання, грн.

Витрати на конструкторсько-технологічну підготовку проекту ремонтної модернізації обладнання усереднено визначаються за формулою

$$Z_{КТП} = Ч_{КТ} \cdot t_{КТ} \cdot O_{КТ} \cdot k_{П} \cdot k_{СС} + N_{ОХР},$$

де $Ч_{КТ}$ – чисельність конструкторів та технологів, що здійснюють розробку проекту ремонтної модернізації обладнання, на розробку потрібно 3 конструкторів та 2 технологів, $Ч_{КТ} = 5$ чел.;

$t_{КТ}$ – час розробки проекту ремонтної модернізації,

$t_{КТ} = 2$ мес.;

O_{KT} – середньомісячний оклад конструкторів та технологів, які розробляють проект ремонтної модернізації, середньомісячний оклад інженера I категорії $O_{KT}=3000$ грн.;

$k_{П}$ – коефіцієнт, що враховує премії, $k_{П}=1,2$;

$k_{СС}$ – коефіцієнт, що враховує відрахування на соціальне страхування, соціальний захист та інші соціальні фонди, відрахування:

у пенсійний фонд – 32%;

на соціальне страхування – 4%;

до фонду заробітної плати – 1,5%;

тоді $k_{СС}=1,375$;

$N_{ОХР}$ – загальногосподарські витрати, приймаємо 65% від основної заробітної плати конструкторів та технологів.

$$Z_{КТП}=5 \cdot 2 \cdot 3000 \cdot 1,2 \cdot 1,375 \cdot 1,65=81675 \text{ грн.}$$

Витрати на виготовлення вузла, що модернізується, визначаємо за формулою

$$Z_{виз}=M_0+Z_0+Z_{ДЗ}+O_{СС}+Z_{РСЭО}+N_{ОПР}+N_{ОХР},$$

де M_0 – витрати на матеріали, покупні вироби та комплектуючі вироби;

Z_0 – основна заробітна плата робочих відрядників на виготовлення вузла, що модернізується;

$Z_{ДЗ}$ – додаткова заробітна плата робочих відрядників;

$O_{СС}$ – відрахування до фондів соціального страхування, соціального захисту та інші;

$Z_{РСЭО}$ – витрати на утримання та експлуатацію обладнання;

$N_{ОПР}$ – загальновиробничі витрати в механозбірному цеху;

$N_{ОХР}$ – загальногосподарські витрати.

Усереднено статті витрат визначимо в такий спосіб.

Витрати на матеріали, покупні та комплектуючі вироби розраховуються, виходячи з норм витрати окремих видів матеріалів, покупних та комплектуючих виробів на проєктований вузол та діючих цін.

$$M_0 = \sum_{i=1}^n G_i \cdot C_i \cdot k_{ТЗ} + C_{ПОК} \cdot k_{ТЗ},$$

де n – кількість видів матеріалів виготовлення вузла,

G_i – норма витрати i -того матеріалу;

C_i – ціна i -того матеріалу для 1 кг готової продукції, $C_i=250$ грн/кг;

$k_{ТЗ}$ – коефіцієнт, що враховує транспортно-заготівельні витрати, приймаємо $k_{ТЗ}=1,06$;

$C_{ПОК}$ – ціна покупних комплектуючих деталей та вузлів.

$$M_o^{\delta} = 8945 \cdot 250 \cdot 1,06 + 495288 \cdot 1,06 = 289543 \text{ грн},$$

$$M_o^m = 2198 \cdot 250 \cdot 1,06 + 1541375 \cdot 1,06 = 242832 \text{ грн},$$

4.3 Розрахунок витрат на основних виробничих робітників

Зарплата основних робочих відрядників розраховується за формулою

$$Z_o = T_{шт} \cdot R_z \cdot k_n,$$

де $T_{шт}$ – норма часу виготовлення проєктованого вузла, чол-ч;

$R_z=20$ грн. – середньогодинна ставка робітника;

$k_n=1,35$ – коефіцієнт, що враховує преміальні надбавки.

Трудомісткість $T_{ум}$ виготовлення проєктованого вузла визначається виходячи з підрахунку трудомісткості виготовлення базової моделі

$T_{ум}^{\delta} = 8000$ нормогодин, з урахуванням виробничо-технічних змін.

$$T_{ум}^M = T_{ум}^{\bar{o}} \cdot k_g \cdot k_{сер} \cdot k_{сл} \cdot k_y \cdot k_{mp},$$

де k_g – коефіцієнт, що враховує зміну маси робочого обладнання,

$$K_g = \left(\frac{K_M}{K_{\bar{o}}} \right)^{2/3} = \left(\frac{2998}{8945} \right)^{2/3} = 0,49;$$

$k_{сер}=1$ – коефіцієнт, що враховує серійність випуску;

$k_{сл}$ – коефіцієнт, що враховує зміну складності конструкції;

$k_y=1$ – коефіцієнт, що враховує рівень уніфікації;

$k_{mp}=1$ – коефіцієнт, трудомісткості, спричинений застосуванням нового устаткування.

Коефіцієнт, що враховує зміну складності конструкції, визначається з виразу

$$K_{сл} = \frac{P_M}{P_{\bar{o}}} = \frac{10}{6} = 1,67,$$

де P_M , $P_{\bar{o}}$ – число оригінальних (нестандартних) деталей у модернізованій та базовій конструкціях.

З урахуванням проведених розрахунків коефіцієнтів

$$T_{ум}^M = 8000 \cdot 0,49 \cdot 1 \cdot 1,67 \cdot 1 \cdot 1 = 6547 \text{ чел-ч.}$$

Зарплатня основних робітників по базовій та модернізованій машинах

$$Z_o^{\bar{o}} = 8000 \cdot 20 \cdot 1,35 = 216000 \text{ грн,}$$

$$Z_o^M = 6547 \cdot 20 \cdot 1,35 = 176769 \text{ грн,}$$

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023 Р.

4.4 Розрахунок додаткової зарплати

Додаткова заробітна плата розраховується у відсотках до основної зарплати та становить 8,4%

$$z_{\text{дз}}^{\text{б}} = \frac{216000 \cdot 8,4}{100} = 18144 \text{ грн},$$

$$z_{\text{дз}}^{\text{м}} = \frac{176769 \cdot 8,4}{100} = 14849 \text{ грн},$$

4.5 Відрахування до фонду соціального страхування

Приймаються у розмірі 40% від сум основної та додаткової заробітної плати

$$O_{\text{сс}}^{\text{б}} = \frac{(z_o^{\text{б}} + z_{\text{дз}}^{\text{б}}) \cdot 40}{100} = \frac{(216000 + 18144) \cdot 40}{100} = 93658 \text{ грн},$$

$$O_{\text{сс}}^{\text{м}} = \frac{(176769 + 14849) \cdot 40}{100} = 76648 \text{ грн},$$

4.6 Загальновиробничі та загальногосподарські витрати

Визначаються у відсотковому відношенні від основної зарплати виробничих робітників у розмірі 210% для загальновиробничих витрат та 80% – загальногосподарських.

$$H_{\text{опр}}^{\text{б}} = \frac{216000 \cdot 210}{100} = 453600 \text{ грн},$$

$$H_{\text{опр}}^{\text{м}} = \frac{176769 \cdot 210}{100} = 371215 \text{ грн},$$

Загальногосподарські витрати

$$H_{охр}^{\delta} = \frac{216000 \cdot 80}{100} = 172800 \text{ грн},$$

$$H_{охр}^M = \frac{176769 \cdot 80}{100} = 141416 \text{ грн},$$

4.7 Витрати на утримання та експлуатацію обладнання

Приймаються у розмірі 1,5% від виробничої собівартості

$$З_{рсз\delta}^{\delta} = П_c^{\delta} \cdot \frac{1,5}{100} = 3645328 \cdot \frac{1,5}{100} = 54680 \text{ грн},$$

$$З_{рсз\delta}^M = П_c^M \cdot \frac{1,5}{100} = 2965038 \cdot \frac{1,5}{100} = 44476 \text{ грн},$$

Усі видаткові розрахунки з виготовлення модернізованого механізму пересування та базової конструкції наведено у таблиці 4.1.

4.8 Розрахунок оптової ціни модернізованої машини

$$Ц_{\delta}^o = З_{\delta} \cdot K_0,$$

де K_0 – коефіцієнт опту, $K_0=1,4$.

$$Ц_{\delta}^o = 3904313 \cdot 1,4 = 5466039$$

$$Ц_M^o = 3253701 \cdot 1,4 = 4555182$$

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХІМІЇ, 2023 Р.

Таблица 4.1 – Витрати виготовлення

Наименование статей расходов	Сумма для базовой конструкции, грн.	Сумма для модернизируемой конструкции, грн.
Материалы за вычетом отходов	2895431	2428328
Основная зарплата	216000	176769
Дополнительная зарплата	18144	14849
Отчисления соц. страхование	93658	76648
Общепроизводственные расходы	453600	371915
Общехозяйственные расходы	172800	141416
Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	54680	44476
Итого затрат	3904313	3253701
Оптовая цена	5466039	4555182

4.9 Розрахунок питомих капітальних витрат

Розрахунок питомих капітальних витрат проводиться за питомими коефіцієнтами для базового варіанту та модернізованого.

$$K_{\sigma} = 5466039 \cdot 1,2 = 6559247 \text{ грн,}$$

$$K_{\mu} = 4555182 \cdot 1,2 = 5466219 \text{ грн,}$$

$$K_y^{\sigma} = \frac{6559247}{2895431} = 2,27,$$

$$K_y^{\mu} = \frac{5466219}{2428328} = 2,26,$$

4.10 Розрахунок експлуатаційних витрат

Амортизаційні відрахування на повне відновлення та капітальний ремонт визначаються за формулою

$$A_{\text{год}} = \frac{H_a \cdot K}{100},$$

де H_a – норма амортизаційних відрахувань, $H_a=5,6\%$;

K – балансова вартість машини, грн.

$$A_{\text{год}}^{\text{б}} = \frac{5,6 \cdot 6559247}{100} = 367318 \text{ грн.}$$

$$A_{\text{год}}^{\text{м}} = \frac{5,6 \cdot 5466219}{100} = 306109 \text{ грн.}$$

4.11 Основна зарплата обслуговуючого персоналу

$$C_{\text{он}} = C_r \cdot R \cdot P_n \cdot (P_o + K_{\text{н.в.}} \cdot \frac{t_n}{t_{\text{ем}}}) \cdot t_c,$$

де C_r – годинна тарифна ставка оплати робітника, грн.;

R – кількість робітників;

P_n – доясний коефіцієнт;

P_o – коефіцієнт, що враховує преміальні надбавки;

$K_{\text{н.в.}} = 0,1428$ при 8 годинию робочому дні;

t_n – число годин роботи машини на повну зміну, год;

t_c – час зміни, год;

$t_{\text{см}}$ – загальна кількість роботи машини на добу.

$$Z_{on} = 20 \cdot 6 \cdot 1 \cdot (1,35 + 0,1428 \cdot \frac{7}{24}) \cdot 8 = 1336 \text{ грн},$$

Річні витрати на основну зарплату визначаються за 3-х змінної роботи за виразом

$$Z_{год} = Z_{on} \cdot T_{год} = 1336 \cdot 250 \cdot 3 = 1002000 \text{ грн},$$

4.12 Розрахунок додаткової зарплати

$$D_z = \frac{1002000 \cdot 8,4}{100} = 84168 \text{ грн},$$

Відрахування до фонду соціального страхування

$$O_{сц}^{np} = O_{сц}^b = \frac{(84168 + 1002000) \cdot 40}{100} = 434468 \text{ грн},$$

4.13 Витрати електроенергії

Такі витрати визначаються з виразу

$$\mathcal{E}_л = \frac{P \cdot z \cdot F_g \cdot K_{дв} \cdot K_{дм} \cdot \tau}{K_c \cdot K_g},$$

де P – потужність двигуна механізму головного підйому, $P=230$ кВт;

z – кількість двигунів;

F_g – дійсний фонд часу роботи крана;

$K_{дв}$, $K_{дм}$ – коефіцієнти використання двигуна в часі та потужності;

τ – плата за 1 кВт електроенергії $\tau = 0,85$ грн.;

K_c – коефіцієнт, що враховує втрати у мережі;

K_g – ККД приводу.

$$\mathcal{Z}_n^b = \frac{230 \cdot 2 \cdot 6000 \cdot 0,6 \cdot 0,8 \cdot 0,85}{0,96 \cdot 0,9} = 131705 \text{ грн},$$

Витрати на тих обслуговування та ремонт визначаються з розрахунку, що ремонт виконується бригадою з 3-х осіб та 1-го електрика.

Середня тарифна ставка $C_p = 20$ грн..

$$Z_{зр} = \frac{(T_{ТО} \cdot Ч_{ТО}) + (T_{ТР} \cdot Ч_{ТР})}{T_{мц}} \cdot C_p \cdot P_m \cdot t_c \cdot П \cdot Д,$$

де $T_{ТО}$ и $T_{ТР}$ – трудомісткість на техобслуговування та ремонт;

$Ч_{ТО}$ і $Ч_{ТР}$ – число техобслуговувань та ремонтів;

C_p – середня тарифна ставка ремонтного робітника, грн.;

P_m – коефіцієнт, що враховує надбавки (премії);

$П$ – число змін на добу;

$Д$ – кількість робочих днів на рік.

За даними електрофізичного цеху $T_{ТО}^b = 0,55$, $T_{ТО}^m = 0,5$, $T_{ТР}^b = 60$,

$$T_{ТР}^m = 56, Ч_{ТО}^b = 35, Ч_{ТО}^m = 30, Ч_{ТР}^b = 14, Ч_{ТР}^m = 12.$$

$$Z_{зр}^b = \left(\frac{0,55 \cdot 35 + 60 \cdot 14}{345} \right) \cdot 4 \cdot 20 \cdot 1,35 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 250 = 161389 \text{ грн},$$

$$Z_{зр}^m = \left(\frac{0,5 \cdot 30 + 56 \cdot 12}{345} \right) \cdot 4 \cdot 20 \cdot 1,35 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 250 = 128663 \text{ грн},$$

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ ВІСНИК ХНАДУ, 2023 Р.

Вартість матеріалів на ремонт

$$C_m^{\bar{}} = \frac{1613896 \cdot 40}{100} = 645559 \text{ грн},$$

$$C_m^M = \frac{1286636 \cdot 40}{100} = 514655 \text{ грн},$$

Інші витрати приймаємо у розмірі 10% від прямих витрат.

Усі розрахункові дані зведемо до таблиці 2.

Визначимо питомі експлуатаційні витрати

$$C_{\bar{}}^{\bar{}} = \frac{C_{\bar{}}^{\bar{}}}{P_{\bar{}}} = \frac{645559}{5466039} = 0,12,$$

$$C_{\bar{}}^M = \frac{C_{\bar{}}^M}{P_M} = \frac{514655}{4555182} = 0,11,$$

4.14 Річний економічний ефект

Розрахуємо річний економічний ефект, пов'язаний із підвищенням працездатності крана, спричиненої удосконаленням механізму головного підйому.

$$\begin{aligned} \Delta_{год} &= [(C_{\bar{}}^{\bar{}} + E_n \cdot K_{\bar{}}^{\bar{}}) - (C_{\bar{}}^M + E_n \cdot K_{\bar{}}^M)] \cdot P_M = \\ &= [(0,12 + 0,15 \cdot 2,27) - (0,11 + 0,15 \cdot 2,26)] \cdot 4555182 = 52385 \text{ грн}, \end{aligned}$$

Річний економічний ефект, пов'язаний із підвищенням працездатності крана, призведе до економічного ефекту приблизно 52 385 грн. на рік.

Таблиця 4.2 – Експлуатаційні витрати на грн.

Найменування статей витрат	Базова модель	Модернізована модель
Амортизаційні відрахування	367318	306109
Основна зарплата		1002000
Додаткова зарплатня		84168
Відрахування на соц..		434468
Витрати ел. енергію		1317053
Витрати із зарплати на ремонт та ТО	1613896	1288636
Вартість матеріалів під час ремонту	645559	514655
Інші витрати	153865	146529
Разом	5618327	5091618

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БІМ ХНАДУ, 2023 Р.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

5.1 Прилади безпеки

У механізмі підйому при підході вантажозахоплювального пристрою до верхнього або нижнього положення відключається сам механізм, розмикаючи електричний ланцюг електродвигуна. Для цієї мети в ланцюзі механізму встановлюється обмежувач висоти підйому типу ВУ-250А.

Обмежувач висоти підйому повинен бути встановлений так, щоб після установки зберігався зазор не менше 700 мм. Кулачки обмежувача ВУ-250А встановлюються з одного боку до максимально піднятому вантажу і з іншого боку до повністю змотався канату, крім двох витків.

Пристрій кінцевої захисту складається з кінцевого вимикача типу КУ-121 і профільованою лінійки.

В обмежувачі ходу крана кінцевий вимикач встановлений на крані, а лінійка на підставі кранового шляху; в обмежниках ходу візка кінцевий вимикач розташований на прогонних будов крана, лінійка на візку.

Кінцевий вимикач обмежувача ходу повинен бути встановлений так, щоб він спрацьовував на відстані крана і візка до упору, що дорівнює не менше половини шляху гальмування згідно [15].

5.2 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів

Відповідно до [15] «Общие требования безопасности при эксплуатации» при експлуатації крану на робітників, які знаходяться на території складу можуть впливати наступні фактори:

- кран, що рухається, його робочі частини, органи, а також сам вантаж, який переміщується;
- поразка людей підвищеним струмом;
- можливість пожежі від масел і бензину, що є на території складу, від невіправних мереж електрозабезпечення;

- можливість переміщення вантажів з підвищеною температурою.

Заходи щодо забезпечення безпечних умов праці із [16].

Для того щоб уникнути проникнення робітників, до частин крану, що рухаються, а також до вантажу, який підіймається застосовуються огороження шляху пересування крану, також кран має захисні огороження на прогині, біля візка, сходи і площадки обслуговування, на крані на всіх механізмах стоять гальмівні пристрої.

Для захисту людей від поразки струмом всі електроустановки розміщені на висоті. А підніматися на кран мають право тільки ті, хто мають для цього дозвіл.

Для захисту від пожежі на крані передбачені всі умови зберігання масел, бензину за правилами техніки безпеки, на крані потрібно, щоб знаходилися в доброму стані вуглекислотні вогнегасники. Застосування інших не допустиме. Рекомендують мати на крані сухий чистий пісок, який повинен зберігатися в металічних контейнерах з кришкою, і совки для піску.

Електрозабезпечення завжди перевіряється кваліфікованими робітниками. Для виключення поразки людей електричним струмом в кабіні і на кожному робочому місці знаходяться гумовий килимок, діелектричні рукавиці, здійснено заземлення рукояток керування пультом і іншого електрообладнання, коли кран працює відбувається сигнал, який повідомляє про те що все електричне обладнання знаходиться під струмом, відбувається перевірка всього електрообладнання електриком.

Для захисту від травмування при невиконанні вимог по техніці безпеки, які викладені в [16] проводяться інструктажі по техніці безпеки, всі робітники ставлять підпис в журналі по техніці безпеки, і відповідають за свої дії.

Окрім машиніста крану на складі нікого більш не має, тому підвищена температура впливає тільки на нього. Для його захисту від цього фактору передбачено кабінку закритого типу, яка систему створення мікроклімату: опалення, кондиціонування, а також знаходиться ємність з питною водою.

Правила роботи при експлуатації крану згідно [16] містять,

при організації роботи на складі керівник бригади повинен:

- провести інструктаж по техніки безпеки для всіх спеціалістів;
- попередити особу, яка призначена володарем крану відповідальним за проведення робіт, про їх початок і затвердити час їх проведення;
- по закінченню робіт необхідно доповісти відповідній особі про їх закінчення;

за правилами, які встановлені для експлуатації цієї машини, потрібно виконувати такі умови:

- забороняється проведення робіт на висоті більш 5 метрів від поверхні без запобіжного ременя;
- напруження живлення нестационарного освітлення і електроінструменту не повинно перебільшувати 12В;
- робоче обладнання і інструменти повинні бути відремонтовані і обладнання повинно бути надійно закріплено;
- підніматися на кран дозволено тільки по сходах, спеціально призначених, дві руки повинні бути вільними, щоб надійно триматися за перила або сходи . Інструмент при цьому повинен знаходитися в спеціальній сумці.

Щоб запобігти травмуванню при роботі при підйомі вантажу потрібно щоб виконувалися умови:

- знаходження людей в зоні дій роботи крану забороняється;
- перед початком руху і після перерви в роботі машиніст повинен переконатися, що в зоні руху крану не має людей і зробити звуковий сигнал;
- для безпечної роботи необхідно перед підйомом вантажу переконатися, що вантажний канат знаходиться в вертикальному положенні, щоб відключити похиле розташування канату;
- перевірка дії гальма при підйомі граничної маси обов'язкова;
- при підйомі поблизу стіни, колони, штабеля, залізничного потягу, не повинно бути людей між вантажем і вказаними частинами будівлі;
- не піднімати вантаж більше номінального;
- після закінчення не залишати вантаж у висячому положенні;

- не можна опускати траверсу на землю для запобігання забруднення блоків, канатів;

- після закінчення роботи електромагніт опускається на землю і звільнюється від вантажу;

- не піднімати вантаж в нестійкому положенні, розгойдувати його;
- забороняється заходити на кран особам, які не мають на це право.

Для запобігання виникнення пожежі потрібно щоб виконувалися вимоги:

- на крані потрібно щоб знаходилися у відповідному стані вуглекислотні вогнегасники. Застосування інших не допустиме;

- рекомендують мати на крані сухий чистий пісок, який повинен зберігатися в металічних контейнерах з кришкою, і совки для піску;

- мастильні матеріали, керосин, бензин необхідно зберігати з виконанням всіх протипожежних правил. Запаси їх на крані не повинно перебільшувати добову потребу в них;

- потрібно виключити підтікання масел або інших легкозаймистих рідин, якщо це відбулося, потрібно негайно видалити її обтирочним кінцем;

- в кабіні кранівника забороняється зберігання бензину, керосину, легкозаймистих рідин;

- в разі спалахнення масел гасити вогонь за допомогою вогнегасника або піском, покривати цівкою, брезентом;

- при виникненні пожежі кранівник повинен негайно знеструмити кран і теж гасити пожежу, тим що у нього є, визвавши при цьому обслуговуючу пожежну бригаду.

Найбільш травмонебезпечним місцем при роботі крану є його шлях по якому він переміщується, тому він весь має захисні огорожі, за які не повинні виходити робітники, коли кран працює.

Також кран має:

- кінцеві вимикачі для обмеження руху кран; обмежувачі вантажопідйомності і висоти підйому;

- систему блокувань на вході на кран до струмоз'єників, верхню будівлю і в кабінку керування ;
- світлову і звукову сигналізацію при русі крану, буфера для пом'якшення ;
- реєстратори робочих параметрів для реєстрації і збереження інформації;
- рама візка має перила з одного боку, а з іншого – сітчасте огородження по висоті і довжині, щоб уникнути можливість вірогідного дотику до струмоведучих трелей крану(табл.4.1);

Таблиця 5.1 – Обмежувачі руху і підйому вантажу

Тип	Механізм, з яким функціонально пов'язан обмежувач	Відстань до упору в момент відключення двигуна, м	Блокування	Кількість
Перемикач шляховий ричагоий ПП – 746А У1	Механізм пересування крану Затяжка опори	0,4	Обмеження руху «Вправо» Обмеження руху «Вліво»	1 1
Перемикач шляховий ричаговий ПП – 741А У1	Механізм пересування візка На мосту	0,15	Обмеження руху «Вперед» Обмеження руху «Назад»	1 1
Вимикач кінцевий індивідуальний ВУ – 250МУ2	Механізм підйому на барабані	0,3+0,1	Обмеження руху «До гори» Обмеження руху «У низ»	1

Таблиця 5.2 – Упори і буфера

Обмежене переміщення	Упори		Буфера	
	конструкції	Місце	конструкції	Максимальний

		встановлення		Хід, мм
Візка вантажного	жорсткий	Міст крану	БР – 100 гумовий	50
Крану	жорсткий	Підкрановий шлях	БР – 225 гумовий	78,7

Таблиця 5.3 – Сигнальні і переговорні пристрої

Найменування	Тип, позначення	Призначення
Вогонь загороджувальний	ЗОЛ – 2М з лампою СГА 220 – 130	Перервний світловий і звуковий сигнал, вмикається при роботі приводу пересування крану контактором
Дзвоник гучного бою	МЗ – 2У2, 50Гц, 220В	Звуковий сигнал вмикається машиністом при натисканні педалі
Прибор гучномовного зв'язку	ПГС – 3У3	Забезпечення узгоджених дій персоналу, що обслуговує кран
Прибор гучномовного зв'язку	ПГС – 10У3 комплектно з гучномовцем Гр – 1	Односторонній гучний зв'язок із кабіни керування
Багатофункціональна станція	GM660 фірми « Motorola» комплектно з блоком живлення «	Забезпечення мобільного зв'язку машиніста крану з диспетчером. Виклик

	Ariston SS – 18» і антенною UA – 450A	відбувається при натисканні однієї кнопки
Сигнал при зупинці крану	Світильник НППОЗ – 100 – 001МУЗ з лампою МО 12 – 40, 50 Гц, 12 В	Сигналізує про відсутність машиніста в кабіні.

Таблиця 5.4 – Контактори безпеки

Місце встановлення	Тип	Призначення
Вхід до струмоз'ємників	Вимикач шляховий ВП16РЕ – 23 Б.231 – 55 У2,3	Відключення вводу при відчиненій калітці, входу до струмоз'ємників
Вхід на кран		Відключення механізму пересування крану при відчиненій калітці
Вхід на міст		Відключення механізму пересування візка при відчиненій калітці
Пульт АЗ	Перемикач ПЕ – 171 УХЛЗ	Ключ – бірка
	Вимикач кнопковий КЕ – 131 УЗ, червоний	Аварійне відключення вводу
	Вимикач кнопковий КЕ – 021 УЗ, червоний	Аварійне відключення механізму підйому
Ліва колонка	Пост керування ПКЕ – 112 –	Аварійне відключення

пульт керування	1УЗ, «Гр.», «К», «1Р»	механізму пересування крану
		Аварійне відключення механізму пересування візка
Сходи входу на кран	Пост керування ПКУ 15 – 21 – 111 54У2	Аварійне відключення вводу
На міст		

5.3 Розрахунок штучного освітлення точковим методом

Приміщення розміром 8х8 метрів висотою 4 метри освітлюється чотирма світильниками типу СДДРЛ, з лампами типу ДПД. Лампи зі світловим потоком $\Phi_{\text{л}}=1000\text{лм}$. Світильники розташовані по кутах квадрату таким чином, щоб відстань від світильника до стіни дорівнює половині відстані між світильниками. Кут $\theta=45\text{град}$. Нормоване значення освітленості в горизонтальній площині $E_{\text{н}}=200\text{лк}$.

Для обраних ламп розрахувати фактичне значення освітленості в горизонтальній, вертикальній, похилій площинах в точці А.(рис. 5.1).

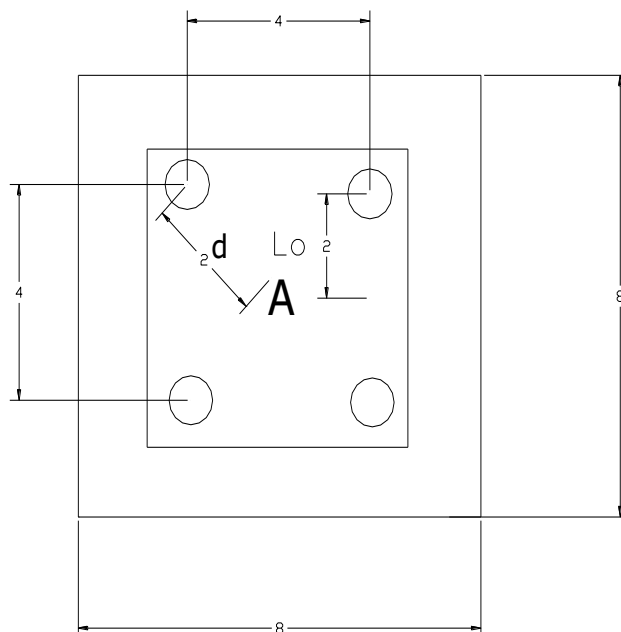


Рисунок 5.1 – Розміщення світильників у приміщенні

Світильники розташовуються по кутах квадрату зі стороною 8м. Відстань від світильника до стіни повинна дорівнювати половині відстані між світильниками. Вибираємо висоту підвісу світильника $h = 3,5$ м. Розраховуємо освітленість в такій послідовності.

Відстань d до центру приміщення A визначаємо за теоремою Піфагора.

Визначаємо $\operatorname{tg} \alpha$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{d}{h_p} = \frac{\sqrt{l_0^2 + l_0^2}}{h_p} = \frac{\sqrt{2^2 + 2^2}}{3,5} = 0,808. \quad (5.1)$$

Визначаємо α і $\cos^3 \alpha$

$$\alpha = 36^\circ,$$

$$\text{тоді } \cos^3 \alpha = 0,53.$$

Визначаємо I_a даними таблиці 24 [17] при куті світла 36° для освітлювача з умовною лампою $\Phi = 1000$ лм. Так як для цього кута не має сили світла в таблиці, то розраховуємо її. На кожен градус кута приходить 10кд світла. Для $35^\circ I_a = 220$ кд. $45^\circ I_a = 184$ кд. Різниця складає 36кд. На кожен градус приходить 3кд. Для $36^\circ I_a = 217$ кд.

Розраховуємо освітленість в горизонтальній площині, беручи коефіцієнт запасу $K_3 = 1,5$ для одного світильника згідно з [17].

$$E_2 = I_a \cos^3 \alpha / (K_3 h_p^2) = 217 \cdot 0,53 / (1,5 \cdot 3,5^2) = 6,25 \text{лк}. \quad (5.2)$$

Для чотирьох світильників сумарна освітленість дорівнює

$$E_{\text{заг}} = 4E_2 = 4 \cdot 6,25 = 25 \text{лк} \quad (5.3)$$

Визначаємо світловий потік, який повинен створюватися у розрахунковій точці кожною лампою

$$F_l = 1000 \cdot 200 / 25 = 8000 \text{ лм.} \quad (5.4)$$

За таблицею 23 [17] підбираємо лампу ДРЛ з найближчим значенням світлового потоку: обрана лампа ДРЛ–250–2, з $F=10000$ лм.

Перевіряємо освітленість у розрахунковій точці в горизонтальній площині для обраної лампи

$$E_{z.\text{факт}} = E_z \cdot F_l / 1000 = 6,25 \cdot 10000 / 1000 = 62,5 \text{ лк} \quad (5.5)$$

Для чотирьох ламп загальна освітленість дорівнює:

$$E_{z.\text{заг.факт.}} = E_{z.\text{факт}} \cdot 4 = 62,5 \cdot 4 = 250 \text{ лк.} \quad (5.6)$$

Згідно з нормами проектування фактичне значення одержаної освітленості повинно відповідати наступним умовам

$$180 \leq 250 \leq 250$$

Розраховуємо освітленість у вертикальній площині. Так як розрахункова точка, що лежить у вертикальній площині, освітлюється тільки двома світильниками, то освітленість вертикальної площини буде дорівнювати

$$E_e = 2 \cdot E_z l_0 / h_p = 2 \cdot 62,5 \cdot 2 / 3,5 = 71,4 \text{ лк.} \quad (5.7)$$

Розраховуємо освітленість у похилій площині

$$E_A = 2E_z(\cos \theta + l_0 \sin \theta / h_p) = 2 \cdot 62,5(\cos 45 + 2 \cdot \sin 45 / 3,5) = 144,8 \text{лк} \quad (5.8)$$

Розраховуємо потужність системи освітлення. Потужність однієї лампи $W=250\text{В}$ обираємо за таблицею 23[17]

$$W = n \cdot w = 4 \cdot 250 = 1000\text{В}. \quad (5.9)$$

Після розрахунку можна зробити висновок, що на складі встановлено чотири лампи ДРЛ–250–2, з потужністю $W=250\text{В}$, силою світла $F=10000\text{лм}$

4.4 Безпека при надзвичайних ситуаціях

Стихійні дії сил природи, поки ще не повною мірою підвладні людині, наносять економіці держави і населенню величезний збиток. Стихійні лиха - такі явища природи, які викликають екстремальні ситуації, порушують нормальну життєдіяльність людей і роботу об'єктів. Найбільш характерні стихійні лиха для різних географічних регіонів нашої країни - повені, селеві потоки і зсуви, снігові лавини, бурі і пожежі. Стихійні лиха виникають раптово і носять надзвичайний характер. Вони можуть руйнувати будівлі і споруди, знищувати виробництва, викликати загибель людей і тварин.

Ситуації при яких можлива допомога бульдозера:

Повені - тимчасове затоплення значної частини суші водою в результаті дії сил природи. Повені можуть бути викликані: випаданням рясних опадів чи інтенсивним таненням снігу (льодовиків), спільною дією паводкових вод і крижаних заторів; підводними землетрусами.

Повені можна прогнозувати: встановити час, характер, очікувані його розміри і своєчасно організувати попереджувальні заходи, що значно знижують шкоду, створити сприятливі умови для проведення рятувальних і невідкладних

аварійно-відновлювальних робіт. Рятувальні роботи при повенях спрямовані на пошук людей на затопленій території (посадка їх на плавзасоби - човни, плоти, баржі чи вертольоти) та евакуацію в безпечні місця. Обстановка в районі повені може різко ускладнитися в результаті руйнування гідротехнічних споруд. Роботи в цьому випадку проводяться з метою підвищення стійкості захисних властивостей існуючих дамб, гребель і насипів; попередження або ліквідації підмиву водою земляних споруд та нарощування їх висоти. За допомогою бульдозера можна організувати земляні відсічі і огорожі, які зможуть протистояти водяному напору і вберегти при збільшенні рівня води.

Селеві потоки та зсуви. Сель - раптово формується в руслах гірських річок тимчасовий потік, що характеризується різким підйомом рівня води і високим вмістом у ній твердого матеріалу. Він виникає в результаті інтенсивних і тривалих злив, бурхливого танення льодовиків або сніжного покриву і обвалення в русло великої кількості рихлоуламкового матеріалу. Маючи велику масу і швидкість пересування, селі руйнують будівлі, споруди, дороги і все інше на шляху руху. Боротьбі з селями приділяють постійну увагу. Зсуви - ковзне зміщення мас гірських порід вниз по схилу під впливом сили тяжіння. Вони виникають на якій-небудь ділянці схилу або укосу внаслідок порушення рівноваги порід. Зсуви часто призводять до катастрофічних наслідків і набувають характеру стихійного лиха.

Більшість потенційних зсувів можна запобігти, якщо вчасно провести і організувати протизсувний режим: пристрій постійних водостоків, дренажів, тимчасових снігових каналів і валів для поверхневого стоку талих і зливових вод; планування поверхні стоку з вирівнюванням горбів, заповненням ям і каналів, закладенням тріщин, наданням ухилів безстічних ділянок; озеленення схилів. При селевих потоках і зсувах безпосереднє регулювання селів здійснюють гідротехнічні споруди. Основний спосіб боротьби з селями - закріплення і стимулювання розвитку ґрунтового і рослинного покриву на гірських схилах, і особливо в місцях зародження селів, а також зменшення надходження поверхневих вод, спуску талої води, перекачування води за допомогою насосів,

правильне розміщення на схилах гір різних інженерних гідротехнічних споруд. Ефективний спосіб боротьби з селями - уловлювання їх спеціальними котловани (які можна зводити за допомогою техніки), а також штучне розрідження селевого потоку водою. Рятувальні та аварійно-технічні групи рятують людей і евакуюють їх в безпечні райони, влаштовують проїзди, очищають оглядові колодязі і камери на комунально-енергетичних мережах, відновлюють дороги, гідротехнічні та дорожні споруди.

Бурі виникають при проходженні глибинних циклонів і являють собою рух повітряних мас (вітер) з величезною швидкістю. При проходженні бурі можуть руйнуватися будинки, лінії електропередач і зв'язку, будівлі та споруди, виводиться з ладу різна техніка - спостерігається виникнення шкідливих наслідків. При бурях проводяться попереджувальні, рятувальні та аварійно-відновлювальні роботи. У районах, найбільш схильним дії бурі будівлі та споруди будують з найбільш міцних матеріалів, з найменшою парусністю, ставлять найбільш міцні опори ліній електропередач і зв'язку, для укриття людей зводять заглиблені споруди. Попереджувальні роботи спрямовані на зниження шкідливих наслідків бурі - закріплюються техніка та окремі будови, у приміщеннях і житлових будинках закривають двері, вікна, відключають електромережі, газ, воду. Рятувальні та аварійно-відновлювальні роботи спрямовані на порятунок людей із завалів, надання їм допомоги відновлення пошкоджених будівель, споруд, засобів зв'язку і ЛЕП і т.п.

Пожежі - стихійне поширення горіння, проявляється в нищівній дії вогню, що вийшов з-під контролю людини. Виникають пожежі, як правило, при порушенні заходів пожежної безпеки, в результаті розрядів блискавки, самозаймання й інших причин.

Лісові пожежі - некерований горіння рослинності, яке на площі лісу. Залежно від того, в яких елементах лісу поширюється вогонь, пожежі поділяються на низові, верхові та підземні (грунтові), а від швидкості просування крайки пожежі і висоти полум'я пожежі можуть бути слабкими, середньої сили і сильними. Найчастіше пожежі бувають низові.

Ліквідація пожежі складається із зупинки пожежі, його локалізації, датування. Основні способи гасіння лісових пожеж: гасіння пожежі водою або розчинами вогнегасних хімікатів, відпал (пуск зустрічного вогню), закидання ґрунтом крайки пожежі, пристрої загороджувальних і мінералізованих смуг і канав.

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БДМ ХНАДУ, 2023 Р.

ВИСНОВКИ

В цій дипломній роботі була спроектована конструкція мостового спеціального крану вантажопідйомністю 20т/5.

1. Проведено огляд літературних джерел і конструкцій буферних пристроїв вантажопідйомних кранів і зроблено висновок, що вибір типу буферного пристрою залежить від параметрів вантажопідйомного крану.
2. Для підвищення безпеки експлуатації мостового спеціального крану в/п 20/5 т. доречно застосування пружинно-гідравлічного буферного пристрою.
3. Встановлено, на основі дослідження процесу наїзду буферами крана на упори, що найбільше навантаження із застосуванням пружинно-гідравлічного буферного пристрою, що діє на мост зменшується на 10-12%.
4. Виконано проектування конструкції, механізмів та вузлів мостового крану.
5. Розроблено технологічний процес складання колодкового гальма ТТ-300.
6. Розглянуті заходи з охорони праці при роботі мостового крану і питання захисту в надзвичайних ситуаціях.
7. Виконані розрахунки техніко-економічних показників.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Бандарєв В.С., Дубинець О.І., Колісник М.П. Розрахунки підймальних і транспортувальних машин. – К.:Вища школа., 2009. – 734 с.: іл
2. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів ДНАОП 0.00 – 1.03 – 2: Затв. . . .20.08.2002 №409/Держ.департамент з нагляду за охороною праці М – ва праці та соціальної політики України. – Х.: «Форт», 2002.
3. Безпека життєдіяльності та охорона праці: довідник. Навчальний посібник/ Ю.В. Буц, О.І. Богатов, о.Г. Зима, О.В. Крайнюк, С.В. Мінка. – Харків: ХНЕУ ім. Семе́на Кузне́ця, 2020. – в 2 частинах. Ч.2. – 178 с.
4. Бандарєв В.С., Дубинець О.І., Колісник М.П. Розрахунки підймальних і транспортувальних машин. – К.:Вища школа., 2009. – 734 с.: іл
5. Іванченко Ф.К. Розрахунки вантажопідйомних і транспортуючих машин. -К .: Вища школа, 1993. -573 с.
6. Ракша, С.В., Мешалич В.В., Колісник М.П. Розрахунки механізмів кранів мостового типу. – Дніпропетровськ: Пороги, 2006. – 147 с.
7. Безпека життєдіяльності та охорона праці: довідник. Навчальний посібник/ Ю.В. Буц, О.І. Богатов, о.Г. Зима, О.В. Крайнюк, С.В. Мінка. – Харків: ХНЕУ ім. Семе́на Кузне́ця, 2020. – в 2 частинах. Ч.2. – 178 с.
8. Бабенко А.Є Коливання неконсервативних механічних систем: Монографія / А.Є.Бабенко, О.О.Боронко, Я.І.Лавренко, С.І.Трубачев. – Нац.техн.ун-т України «КПІ імені Ігоря Сікорського». – Київ: 2020. – 153с.
9. Теорія систем керування: підручник / В.І. Корнієнко, О.Ю. Гусєв, О.В. Герасіна, В.П. Щокін; М-во освіти і науки України, Нац. гірн. ун-т. – Дніпро: НГУ, 2017. – 497 с.
10. Динамічна оптимізація механізму підйому вантажу мостових кранів. Монографія / В.С. Лове́йкін, Ю.О. Ромасевич. – К.: ЦП „КОМПРІНТ”, 2015. – 197 с

Формат		Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
					<u>Документация</u>		
A1				ДРМБДМ.004.00.00.000	Складальне креслення		
					<u>Складальні одиниці</u>		
	1			ДРМБДМ.004.01.00.000	Головна балка	2	
	2			ДРМБДМ.004.02.00.000	Кінцева балка	2	
	3			ДРМБДМ.004.03.00.000	Настил	2	
	4			ДРМБДМ.004.04.00.000	Огорожа	2	
	5			ДРМБДМ.004.05.00.000	Буфер	4	
	6			ДРМБДМ.004.06.00.000	Площадка	2	
	7			ДРМБДМ.004.07.00.000	Настил	2	
	8			ДРМБДМ.004.08.00.000	Площадка	2	
					<u>Детали</u>		
	10			ДРМБДМ.004.01.00.010	Петушки	44	
					<u>Стандартні вироби</u>		
	9				Рельс Р43 ГОСТ 71173-54	2	
				ДРМБДМ.004.00.00.000 СП			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разрад.	Стецюк						
Пров.	Мусаєв						
Н.контр.	Холодов						
Утв.	Фідровська						
Мост					Лит.	Лист	Листов
							1
					ХНАДУ М62-20		

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инд. № дробл.

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инд. № подл.

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ БІМ ХНАДУ, 2023 Р.