

Міністерство освіти і науки України
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Механічний факультет

Кафедра експлуатації, випробувань, сервісу будівельних і дорожніх машин

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до кваліфікаційної роботи
магістра

МОДЕРНІЗАЦІЯ ХОДОВОГО ОБЛАДНАННЯ МОСТОВОГО
КРАНУ ЗАГАЛЬНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ в/п 10 т.

Завідувач кафедри, канд. техн. наук, доцент

Ігор ПІМОНОВ

Нормоконтролер, канд. техн. наук, доцент

Заур МУСАЄВ

Керівник, канд. техн. наук, доцент

Олег ІВАНЕНКО

Консультант, канд. техн. наук, професор

Олег БОГАТОВ

Здобувачка гр. М-63-24

Євгеній ЧИЖИК

Харків – 2025

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Факультет механічний

Кафедра експлуатації, випробувань, сервісу будівельних і дорожніх машин

Освітній рівень другий (магістерський)

Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Ігор ПІМОНОВ

«29» серпня 2025 року

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ**

Чижіку Євгенію Едуардовичу

1. Тема роботи: «Модернізація ходового обладнання мостового крану загального призначення в/п 10 т.»
Керівник роботи Іваненко Олег Іванович, к.т.н., доцент
Затверджено рішенням Вченої ради механічного факультету від «05» жовтня 2025 року протокол № 1.

2. Строк подання студентом роботи 26.11.2025 р.

3. Вхідні дані до роботи: мостовий кран, вантажопідйомність – 10 т, прогін – 20,5 м, група режиму роботи – А5, висота підйому вантажу – 14 м.; Швидкість підйому – 10 м/хв.; Швидкість пересування візка – 38 м/хв.; Швидкість пересування крана – 70 м/хв.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (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.

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

1. Мета і задачі дослідження (А1)
2. Огляд конструкцій мостових кранів (А1)
3. Огляд конструкцій ходових коліс (А1)
4. Дефекти кранових коліс (А1)
5. Знос ходових коліс (А1)

6. Конструкція кранового ходового колеса з пружним кільцем (A1)
7. Експериментальні дослідження ходових коліс (2A1)
8. Загальний вид мостового крану (A1)
9. Візок вантажний (A1)
10. Механізм пересування візка (A1)
11. Балка головна (A1)
12. Механізм пересування крану (A1)
13. Колесо ходове (A1)
14. Висновки (A1)

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основна частина	Олег ІВАНЕНКО, к.т.н, доцент		
Економічна частина	Олег ІВАНЕНКО, к.т.н, доцент		
Охорона праці та безпека в НС	Олег БОГАТОВ, к.т.н, професор		

7. Дата видачі завдання

«26» серпня 2025 року

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів КР	Примітка
1	Аналіз інформаційних джерел	09 вересня 2025	
2	Науково-дослідна частина	14 жовтня 2025	
3	Розрахункова частина	11 листопада 2025	
4	Спеціальні розділи	15 листопада 2025	
5	Оформлення роботи	22 листопада 2025	
6	Захист роботи	26 листопада 2025	

Здобувач _____

Євгеній ЧИЖИК

Керівник роботи _____ Олег ІВАНЕНКО

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи: 80 с., 12 рис., 7 табл., 20 джерел.

МОСТОВИЙ КРАН, ХОДОВЕ ОБЛАДНАННЯ, ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЬ 10 Т, МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ, ХОДОВІ КОЛЕСА, МОДЕРНІЗАЦІЯ, НАДІЙНІСТЬ, БЕЗПЕКА.

Об'єкт дослідження – ходове обладнання мостового крана загального призначення вантажопідймальністю 10 т.

Мета роботи – підвищення ефективності та надійності експлуатації мостового крана шляхом модернізації його ходового обладнання та зменшення зношування елементів механізму пересування.

Методи дослідження – аналітичний, розрахунковий, порівняльний, методи інженерного аналізу.

У кваліфікаційній роботі виконано аналіз конструкції та умов експлуатації мостових кранів загального призначення. Розглянуто основні елементи ходового обладнання, зокрема ходові колеса, підкранові рейки та механізми пересування, а також проаналізовано причини їх інтенсивного зношування в процесі роботи.

Особливу увагу приділено дослідженню дії поперечних сил, нерівномірності навантаження на ходові колеса та впливу геометричних відхилень підкранових шляхів на роботу крана. На основі аналізу існуючих конструктивних рішень обґрунтовано необхідність модернізації ходового обладнання з метою підвищення плавності руху та зниження динамічних навантажень. У роботі виконано розрахунок основних параметрів модернізованого ходового обладнання, здійснено вибір конструктивних рішень для зменшення зносу коліс і рейок. Проведено оцінку ефективності запропонованих технічних рішень та їх відповідності вимогам безпечної експлуатації вантажопідймальних машин.

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1. Аналіз інформаційних джерел.....	6
1.1 Призначення і галузь застосування крану.....	6
1.2 Опис і обґрунтування конструкції.....	6
2. Науково-дослідна частина.....	9
2.1 Аналіз останніх досліджень і публікацій.....	9
2.2 Конструкція і розрахунок сталевих ходових коліс.....	11
2.3 Знос ходових коліс мостових кранів і шляхи підвищення терміну експлуатації.....	13
2.4 Поперечні сили, які навантажують опори крана.....	17
2.5 Теоретичні дослідження роботи ходового колеса запропонованої конструкції.....	21
3 Розрахункова частина.....	23
3.1 Розрахунок основного механізму підйому.....	23
3.2 Розрахунок механізму пересування візка.....	29
3.3 Розрахунок металоконструкції.....	37
3.4 Розрахунок механізму пересування крана.....	47
3.5 Технологічний процес виробництва вала-шестерні.....	50
4 Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	60
5 Розрахунок техніко-економічних показників.....	73
Висновки.....	77
Перелік посилань.....	78

ВСТУП

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. Правильний вибір транспортного обладнання впливає на нормальну роботу і високу продуктивність виробництва.

Вантажопідйомні і транспортуючі 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, а вплив їх на техніко–економічні показники підприємства стало досить істотним.

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.

1 АНАЛІЗ ІНФОРМАЦІЙНИХ ДЖЕРЕЛ

1.1 Призначення і галузь застосування крану

До кранів мостового типу відносяться: однобалочні мостові крани-балки, дво- і однобалочні мостові крани, крюкові козлові і напівкозлові, консольні із візком, мостові крани-штабелери, 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, розташованим на певній 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), розташованим на землі.

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.

Вантажопідйомність мостових двобалкових кранів загального призначення $Q = 50 - 100$ т.

Великий вклад в дослідження мостових кранів внесли такі вітчизняні і іноземні вчені, як Б.С. Ковальський, Б.П. Румянцев, І.І. Абрамович, В.М. Івашков, В.П. Балашов, В.М. Іванов, О.В. Григоров, Г.Н. Ніколаєвський, М. Шерфлер, М.М. Гохберх і інші.

1.2 Обґрунтування і опис конструкції

Найбільшого поширення набули мостові крани з коробчастими головними балками (рис.1.1). Такий кран є конструкцією, що складається з двох головних балок замкнутого профілю, що спираються на кінцеві балки, до яких кріпляться ходові колеса. До мосту кріпиться кабіна кранівника.

Кранові суцільно-стінчаті мости виготовляють за допомогою автоматичної або напівавтоматичного зварювання.

Коробчата конструкція піддається механізації виготовлення, володіє хорошим опором втоми, меншою загальною висотою мосту і можливістю застосування на кінцевій балці вкатних коліс. В даний час тип конструкції з рейкою між стінками має найбільшого поширення. Його недоліки: дещо більша маса в порівнянні з гратчастими конструкціями при невеликих вантажопідйомності і великих прольотах, недостатня горизонтальна жорсткість для кранів з великими прольотами при значних швидкостях пересування. Як матеріал для кранових мостів застосовують як чорновуглецеві, так і низьколеговані сталі.

Технічна характеристика крана:

Вантажопідйомність – 20/5 т;

Прогін – 21м;

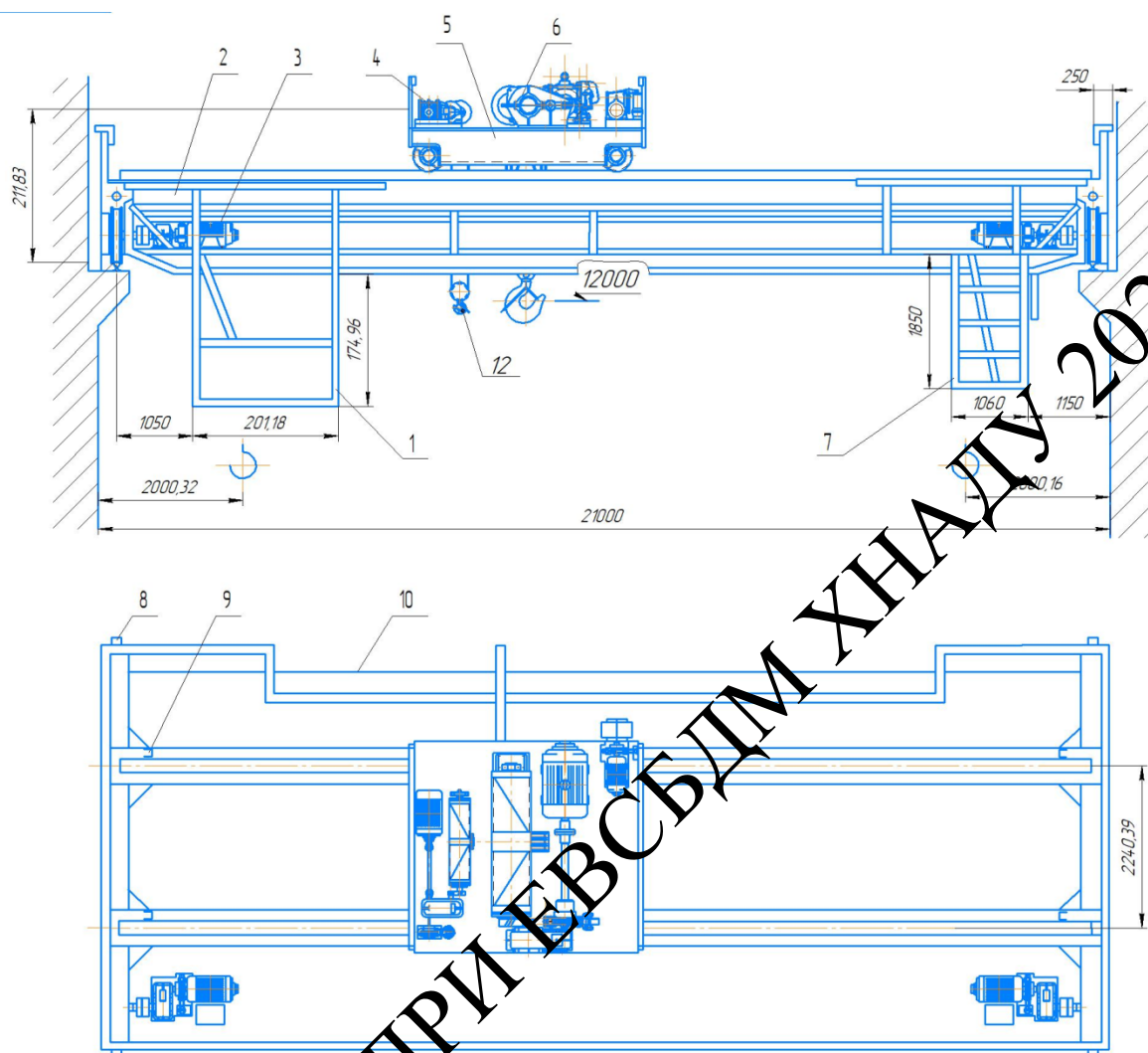
Висота підйому – 16м;

Режим роботи – А4;

Швидкість підйому – 0,26 м/с;

Швидкість пересування візка – 0,525 м/с;

Швидкість пересування крана – 0,026 м/с.



1-кабіна; 2-головна башпа; 3- механізм пересування крану; 4-механізм пересування візка; 5-візок; 6-механізм підйому вантажу; 7-драбина; 8-буфер; 9-упір; 10-тролей; 11-гак вантажний основного підйому; 12-гак вантажний допоміжного підйому.

Рисунок 1.1 – Загальний вигляд мостового крана.

2 НАУКОВО-ДОСЛІДНА ЧАСТИНА

2.1 Огляд літературних джерел

Практика показує, що в деяких випадках типове кранове обладнання не має необхідної довговічності роботи. Особливої уваги потребують ходові колеса кранів мостового типу. Кранові колеса є найбільш швидко зношуваним елементом крана. Зменшення їх довговічності приведе до підвищення ремонтних витрат і збільшення простоїв крана, які досягають для мостових кранів до 10-12% загального часу простоїв. Витрати які пов'язані з заміною і відновленням ходових коліс, складають 15-17% від вартості ремонту всього крана.

При цьому, більш як 90% кранових коліс виходять з ладу з причини зносу реборд. Але питання, які пов'язані з підвищенням робото здатності кранових ходових коліс, не знайшли переконливого рішення і до теперішнього часу всі конструкції ходових коліс являються досить жорсткими і не можуть сприймати ті поштовхи і перекося, які виникають при відхиленні рейкового шляху від рекомендованих значень і приводять до значного зносу реборд і рейок.

В той час коли металеві конструкції мостових кранів експлуатуються протягом багатьох років (від 20 до 50), мають місце випадки, коли колеса служать 1-4 місяці при регламентованому терміні 5-12 років. Термін служби підкранових рейок знижується до 50-40 % від регламентованого. Витрати, що пов'язані з заміною ходових коліс, в більшості випадків є вирішальними при ремонті мостових кранів. Зменшення довговічності кранових коліс призводить до підвищення ремонтних витрат і збільшення простоїв крана, які досягають для мостових кранів до 10-12 % загального часу простоїв. Витрати, які пов'язані з заміною і відновленням ходових коліс, складають 15-17 % від вартості ремонту всього крана. У зв'язку з недостатнім строком служби кранових ходових коліс сучасних кранів, останнім часом з'явилося багато запропонованих методів по конструктивній зміні ходової частини кранів мостового типу.

Тому, покращення роботи кранових ходових коліс є досить актуальною задачею сучасного кранобудування. У зв'язку з недостатнім строком служби ходових коліс кранів та вантажних візків, останнім часом з'явилося багато запропонованих методів по конструктивній зміні ходової частини кранів мостового типу. Великий вклад в дослідження кранових ходових коліс внесли такі вітчизняні і іноземні вчені, як Б.С. Ковальський, Б.П. Румянцев, П.А. Абрамович, В.М. Івашков, В.П. Балашов, В.М. Іванов, О.В. Григоров, Г.Н. Ніколаєвський, М. Шеффлер, М.М. Гохберх і інші.

2.2 Конструкція і розрахунок сталевих ходових коліс

Ходові колеса можуть бути чавунними, сталевими і відлитими з бронзи (для вибухонебезпечних середовищ). Залежності від поверхні катання ходові колеса можуть бути циліндричними і конічними. Клас шорсткості поверхні не нижче 5, квалітет не менше 9, жорсткість HV 300-350, глибина загартування не менше 15 мм.

В даний час у механізмах пересування мостових кранів не застосовуються ходові колеса з зубцюватими вінцями і всі передатні відносини реалізуються в редукторі. При цьому ходове колесо з валом являє собою єдину складальну одиницю (рис. 2.1). При цьому в країнах СНД найбільше поширення набула конструкція з схемою рис. 2.1а, тобто застосовують букси з кутовим розташуванням у кінцевій балці та центруванням за допомогою платиків.

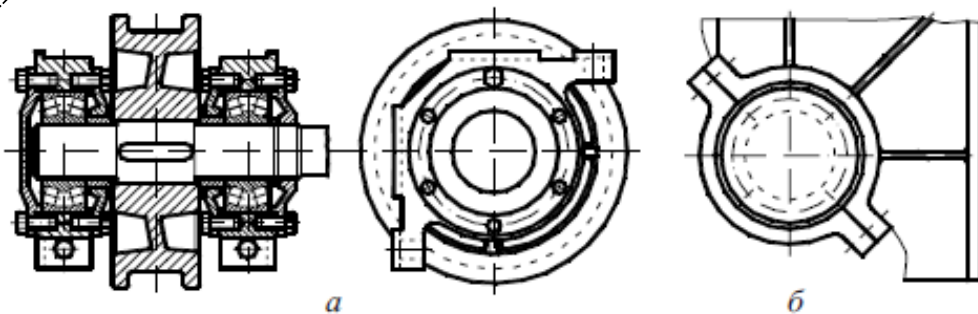


Рисунок 2.1 – Ходове колесо з валом

а – букса з кутовим розташуванням у кінцевій балці то центрування за допомогою платиків.

Б – букса з похилим розташуванням роз'єму та вварюванням половини корпусу підшипника у кінцеву балку.

В Німеччині має широке розповсюдження схема за рис. 2.16, тобто застосовується букса з похилим розташуванням роз'єму та вварюванням половини корпусу у кінцеву балку. При цьому виставка ходових коліс проводиться за допомогою лазерного або оптичного методу з застосуванням теодолітів з великою точністю, що відповідає нормам DIN.

Розрахунок ходових коліс залежить від того, який вид контакту ходового колеса з рейкою має місце – лінійний (рис. 2.2а) або точковий (рис. 2.2б)

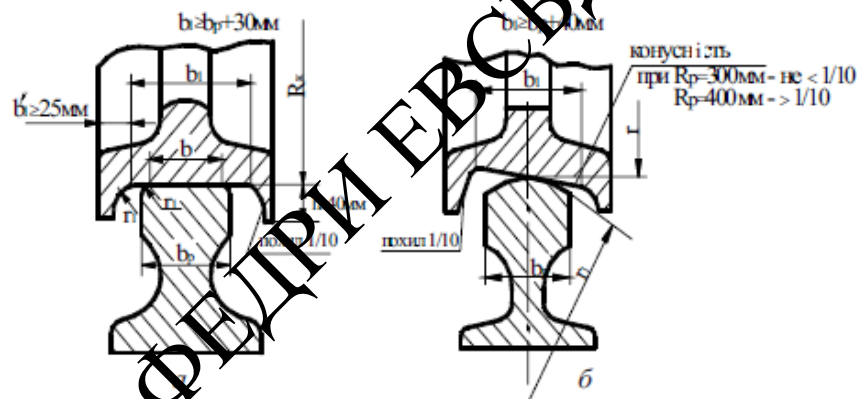


Рисунок 2.2 – Варіанти взаємодії циліндричних і конічних коліс з відповідними рейками: а – рейка типу «РК» з плоскою головкою; б – рейка типу «Р» з напівкруглою головкою.

Величина місцевих напружень змінання при лінійному контакті розраховується із [1]

$$\sigma_{зм} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{N_{розр} \cdot E_{пр}}{b \cdot r}} \leq [\sigma_{зм}], \quad (2.1)$$

при точковому контакті

$$\sigma_{3M} = m \cdot \sqrt[3]{\frac{N_{\text{розр}} \cdot E_{\text{пр}}^2}{r_{\text{max}}}} \leq [\sigma_{3M}], \quad (2.2)$$

де $N_{\text{розр}}$ - розрахункове навантаження на колесо; $E_{\text{пр}}$ - приведений модуль пружності матеріалів колеса і рейки; b - ширина поверхні катання обода колеса; r - радіус колеса; r_{max} - найбільший із двох радіусів r чи r_1 контактних поверхонь (рис. 2.26); m - коефіцієнт, залежний від відношення $\frac{r_1}{r}$ при $r_1 < r$, чи $\frac{r}{r_1}$ при $r < r_1$; m коливається в межах 0,97 – 0,39.

Допустимі напруження для коліс із Ст. 45 при $N_{\text{пр}} > 300 \dots 400$ при лінійному контакті $[\sigma_{3M}] = 750$ МПа, при точковому $[\sigma_{3M}] = 1800$ МПа.

$$E_{\text{пр}} = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} - \text{приведений модуль пружності,}$$

де E_1 - модуль пружності матеріалу колеса;

E_2 - модуль пружності матеріалу рейки.

Для сталевих коліс і рейок $E_1 = E_2 = E_{\text{пр}} = 2,1 \cdot 10^5$ Мпа.

2.3 Знос ходових коліс мостових кранів і шляхи підвищення

терміну їхньої служби.

При експлуатації кранів встановлено, що 90% ходових коліс виходить з ладу і змінюється новими через інтенсивний знос реборд, а 60-70% підкранових рейок – через знос їхніх бічних граней. Значно рідше проводиться заміна коліс при виході із ладу підшипників і ще рідше – в силу руйнування від утомленості металу бігової доріжки колеса.

Обстеження роботи кранів довело, що термін служби коліс колодязних кранів Дніпродзержинського металургійного заводу складає 3 – 6 місяців, Макіївського 4 – 6 місяців. На металургійному заводі м.Комунарськ щорічно змінюються понад 500 кранових коліс.

Ходове колесо змінюється новим при зносі 40 – 50% товщини реборди. В окремих випадках колеса вибраковуються і при частковому зносі реборд,

викликаному перекосами крана через похибки при монтажі коліс і кранового моста, тому що крани вітчизняного виробництва збираються за так званою «твердою» схемою. У цьому випадку кінцеві балки подаються на загальне складання разом з установленими на них ходовими колесами і зварюються з головними балками. Після зварювання неминуче з'являються перекоси.

Головними способами підвищення зносостійкості є збільшення твердості тертьових поверхонь, підбір матеріалів тертьових пар, зменшення тиску на поверхності тертя, підвищення якості поверхонь і правильне змащення.

Вплив твердості на зносостійкість поверхонь, схильних до дії абразиву (корунду), показаний на рис. 2.3. За одиницю прийнята зносостійкість поверхні з HV 500 (~HRC 45). Підвищення твердості на кожні 500 одиниць HV збільшує зносостійкість у 10 разів.

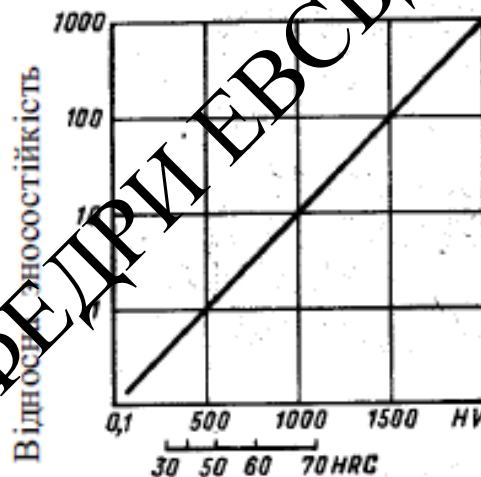


Рисунок 2.3 – Залежність зносостійкості від поверхневої твердості.

Сучасна технологія має у своєму розпорядженні ефективні способи підвищення поверхневої твердості: цементация і обробка ТВЧ (HV 500 – 600); азотування – (HV 800 – 1200); берилізація – (HV 1000 – 1200); дифузійне хромування – (HV 1200 – 1400); плазмове напівнення твердими сплавами – (HV 1400 – 1600); борування – (HV 1500 – 1800); бороціанування – (HV 1800 – 2000) і ін..

Важливе значення має правильне сполучення твердості парних поверхонь тертя. При русі з малими швидкостями під високими навантаженнями доцільно

максимальне підвищення твердості обох поверхонь, а при русі з великими швидкостями у присутності змащення – сполучення твердої поверхні з м'якою, що має підвищені антифрикційні властивості.

В умовах, коли застосування рідких мастил неможливо (робота при високих чи низьких температурах, при радіації, у хімічно агресивних середовищах, глибокому вакуумі) чи неефективно (при коливальних рухах малої амплітуди, при ударних і високочастотних навантаженнях), застосовують сухоплівочні змащення на основі сульфідів, селенідів і телуридів Mo, V, W і ін.. зі зв'язуваннями металів Fe, Ni, Ag, Au. Коефіцієнт тертя з'єднань із сухоплівочним змащенням $f=0,1-0,25$.

Сталі марок від Ск-35 до Ск-60 застосовуються для кувально-штампованих і круглокатаних ходових коліс для колісних бандажів. Значно більшу зносостійкість, тобто і тривалий строк служби мають ходові колеса з низьколегованих сортів сталі, наприклад GS-42CrMo4, GS-37CrNiMo6, коли вони після поліпшення одержують індуктивне загартування поверхні. Досягнута глибина загартованого шару має при цьому вирішальне значення (рис. 2.4)

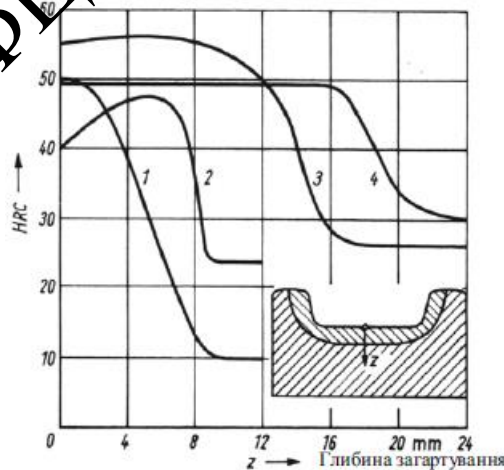


Рисунок 2.4 – Характеристика загартованості по Роквеллу поверхонь катання ходових коліс із загартованою поверхнею катання, як функція глибини загартування:

1 – середнє значення для GS-Ск 45; 2 – середнє значення для GS-42CrMo4; 3 – малі значення для GS-37CrNiMo6; 4 – середні значення для

спеціальної сталі «Infatigable» - «Невтомна»

Знос ходових коліс і рейок здебільшого у багато разів вище на бічних поверхнях реборд і рейок, чим на поверхнях котіння. Тому тривалість терміну експлуатації у багатьох випадках у меншій мірі залежить від довжини пройденого відрізка ходового шляху, ніж від напрямних властивостей ходового механізму і якості ходового шляху. Термін служби може досягати кількох років, але може складати також кілька місяців чи навіть тижнів.

Примітного збільшення тривалості терміну служби можна домогтися за допомогою планомірного змащення бічних поверхонь чи реборд голівок рейок.

Інше рішення цієї проблеми являє собою сухий спосіб змащення за допомогою стрижнів, до складу якого входять графіт, дисульфід вуглецю чи дисульфід молібдену і які за допомогою пружин притягуються до бічних поверхонь обох реборд кожного ходового колеса. Термін строку служби стрижнів складає від 5 до 6 тижнів і вони також створюють гладкий, відшліфований шар ковзання на бічних поверхнях рейок і на ребордах усіх ходових коліс.

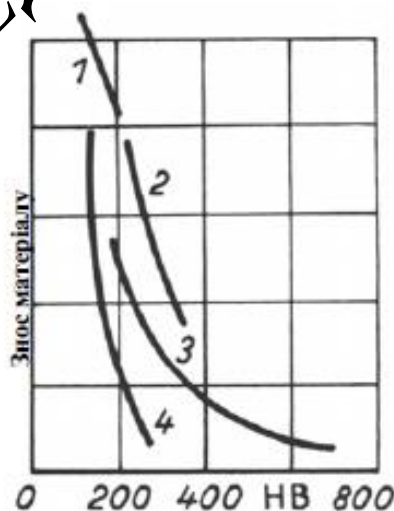


Рисунок 2.5 – Вплив структури та твердості матеріалу на знос:

1 – перліт зернистий; 2 – структура після загартування з відпусткою;

3 – мартенсит; 4 – перліт шаруватий.

На рис. 2.5 показано відомий зносозменшуючий вплив мартенситу, особливо, зносостійкі властивості дрібнозернистих шаруватих перлітних структур.

2.4 Поперечні сили, які навантажують опори крана.

Поперечні сили викликаються перекосами крана і цілим рядом інших факторів.

Статичні випробування натурних кранів показали, що у випадку однакової жорсткості опор, допущення про рівномірний розподіл між ними моменту, що перекошує, може бути прийнятним.

Тоді сила перекоосу F створює бічні навантаження R_f :

$$R_f = F \cdot \frac{L}{2B}$$

де L і B – прогін і база крана.

З додаткових факторів, що обумовлюють поперечні навантаження, у даний час є критерії лише для оцінки сил поперечного ковзання для кранів, що мають порівняно невисокі швидкості руху. Про вплив цього фактора свідчить різке зменшення зносу реборд після усунення перекосів коліс у плані шляхом ретельного вивірення.

На рис. 2.6 представлений графік залежності відносних поперечних сил T (величина максимальної сили зчеплення $T=P \cdot \Psi$, де P – вертикальний тиск, Ψ – коефіцієнт зчеплення, $\Psi = 100\%$) від поперечного ковзання u .

Відносне поперечне ковзання u :

$$u = \tan \gamma,$$

де γ – кут між площиною обертання колеса і напрямком його руху (кут перекоосу колеса). Оскільки γ не перевищує $1 - 2^\circ$, тому $\tan \gamma = \gamma$.

Як бачимо, уже при перекосах коліс у $0,001$, регламентованому нормами на установку, сила поперечного ковзання дорівнює приблизно 25% максимальної сили зчеплення. З урахуванням припустимого відхилення рейок у горизонтальній площині в $0,0007$ (20 мм на 30 м) вона досягає приблизно

45% T_{max} . Фактичні сумарні кути перекосів коліс можуть складати до 0,5 – 1 і більш відсотків. У цих умовах сили поперечного ковзання досягають 85 – 95% T_{max} .

Зіставимо бічні сили для реальних мостових кранів, визвані перекосами крана і поперечним ковзанням. Наприклад опір руху опор рівний $W_{2max} = 38 \text{ kH}$, $W_{1min} = 28 \text{ kH}$. Тоді сила перекосу $F=1,1 \text{ kH}$ і зумовлені нею бічні сили $R_f = 26 \text{ kH}$. Максимальне вертикальне навантаження на балансири (P_{max}) складають тут близько 500 кН. При перекосі колеса в 0,1% і $\Psi = 0,2$ одержимо силу поперечного ковзання $R_{nc} = 25 \text{ kH}$. При перекосі колеса в 1% вона досягає 95 кН.

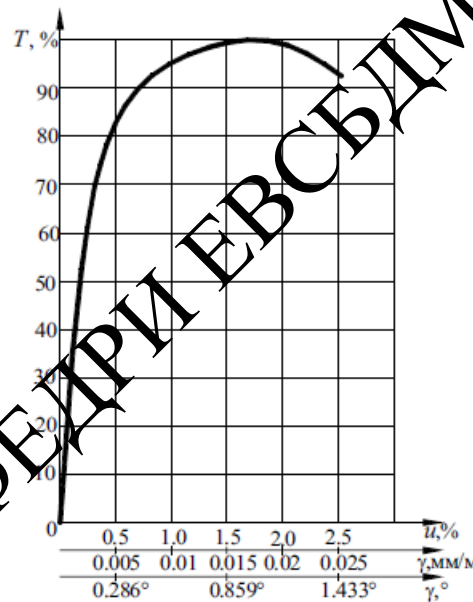


Рисунок 2.6 – Залежність бічних сил від відносного поперечного ковзання колеса.

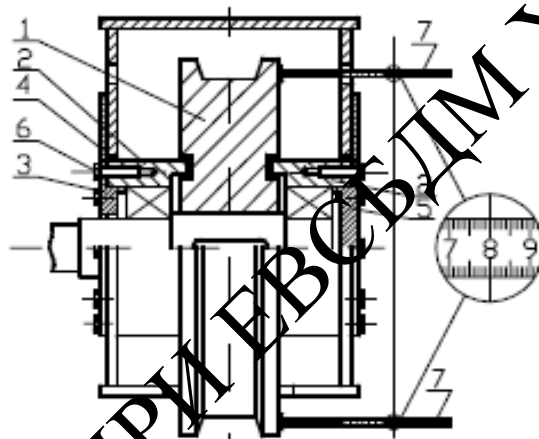
Навіть при мінімальних кутах перекосу коліс сили поперечного ковзання практично дорівнюють бічним навантаженням, викликаним максимальними перекосами крана, а при великих і значно перевищують їх.

Протягом останніх 100 років було запропоновано багато конструкцій мостових кранів, що повинні були звести до мінімуму перекосуючі сили в мостових кранах. Однією з найбільш цікавих і до того ж виконаної в металі є конструкція мостового крана, виконана на Олександрівському заводі ПТО.

Найбільш простим і надійним є метод прямого виміру сил, діючих на металеву конструкцію крана на перекосі. В цьому випадку датчики можна налаштувати безпосередньо на величину максимально допустимих навантажень.

При вертикальному вирівнюванні магнітні лінійки закріплюють на бічній поверхні кодового колеса, як показано на рис. 2.7.

Нахил ходових коліс вимірюють теодолітом. Припустимий вертикальний нахил складає 0,5 мм/м (усередині) і 2 мм/м (зовні). Конструкція букси завдяки ексцентриковим фланцям 3, 5, дозволяє регулювати вертикальний і горизонтальний нахил колеса.



1 – ходове колесо; 2 – корпус підшипника; 3, 5 - ексцентриковий фланець; 4 – направляюча пластина; 6 – фіксаторні гвинти; 7 – лінійка з магнітною підставкою.

Рисунок 2.7 – Установка ходового колеса:

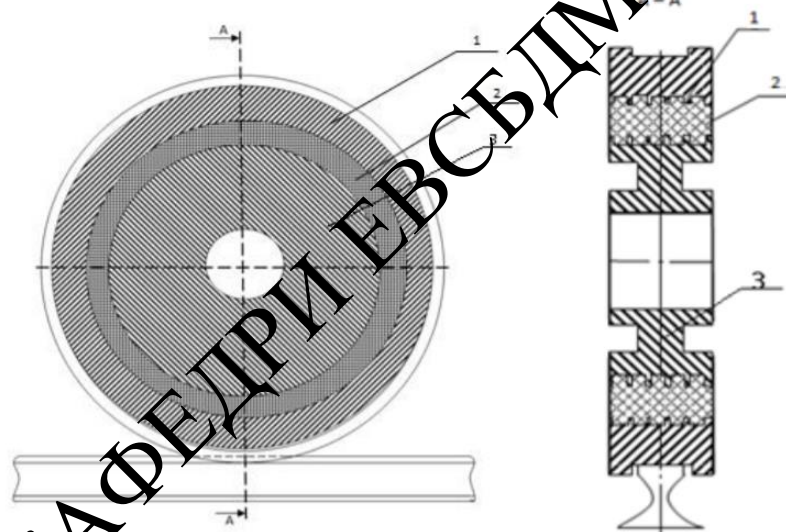
При необхідності регулювання вертикального положення відпускаються фіксаторні гвинти 6 і поворотом внутрішнього фланця 3 по годинниковій стрілці чи проти неї (залежно від сторони нахилу) здійснюється регулювання.

При повороті фланця на 1 градус нахил змінюється на 0,1 мм/м.

Аналогічно проводиться горизонтальне вирівнювання: магнітні лінійки виставляються на горизонтальній осі коле. Максимальне відхилення складає $\pm 0,4$ мм/м. Регулювання здійснюється за допомогою повороту зовнішнього фланця 5. При повороті фланця на 1 градус нахил змінюється на 0,1 мм/м.

2.5 Теоретичні дослідження роботи ходового колеса запропонованої конструкції із [5].

В якості конструкції, яка може частково вирішити сучасні проблеми зносу, пропонується конструкція з пружним кільцем, розташованим в ободі (рис. 2.8). Пластична вставка виготовлена з гумової суміші і має ступінчасту форму, яка входить в пази, що нарізані на внутрішній поверхні колеса. Це дозволяє зменшити вібрації при пересуванні коліс за рахунок потинання динамічних навантажень, до яких призводять поштовхи при русі вантажного візка.



1 – пружне кільце; 2 – обід; 3 – диск.

Рисунок 2.8 – Конструкція ходового колеса з пружною вставкою.

Марка	Температурний інтервал роботи °С	Тип каучуку	Твердість по Шор А	Модуль пружності МПа
7-7130	-50+55	СКН-18	70-80	80.1

Таблиця 2.1 – Технологічні властивості гумової суміші.

Конструкція, яка складається із декількох шарів, з яких зовнішні зроблені із міцного матеріалу (1), а середній шар являється маломіцним легким

наповнювачем (2), являється не тільки зменшеної маси, але має високу міцність і жорсткість, що пояснюється в першу чергу більшим значенням моменту інерції всієї стінки.

Дослідження контакту цього колеса з рейкою були наведені в роботі Е.Д. Слепужнікова.

При дослідженні спеціального мостового крану вантажопідйомністю 205 тон прогоном 21м., висотою підйому 16м., режимом роботи 4М. Результати розрахунків наведені на рис. 2.9 (ряд 2 і 4 – базове хордове колесо) і рис. 2.10 (ряд 3 і 5 – ходове колесо з пружною вставкою).

Циліндрична жорсткість такої конструкції визначається за формулою із [5]:

$$D_t = D_1 + D_2 + \frac{2E}{1 - \mu^2} \cdot \frac{\left(h + \frac{\delta_{п.ср.}}{2}\right)}{\delta_{п.ср.}} \cdot \delta_{n1},$$

де $\delta_{п.ср.}$ - середня товщина несущих шарів; $\delta_{п.ср.} = 0,5 \cdot (\delta_{n1} + \delta_{n2})$;

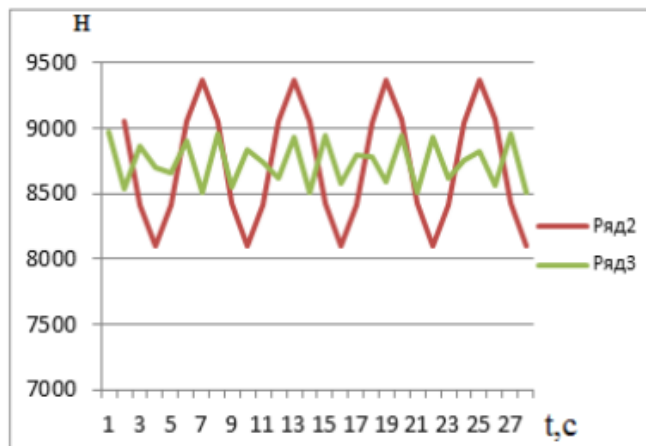
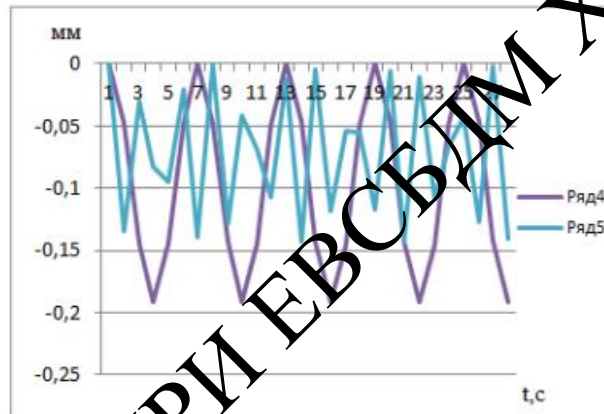
δ_{n1}, δ_{n2} - товщина зовнішніх шарів;

D_1, D_2 - власні жорсткості згину окремих несущих конструкцій;

E – модуль пружності;

μ – коефіцієнт Пуассона;

$$D_1 = \frac{E \delta_{n1}^3}{12(1 - \mu^2)}; \quad D_2 = \frac{E \delta_{n2}^3}{12(1 - \mu^2)}.$$

Рисунок 2.9 – Графік сил F_1 Рисунок 2.10 – Графік коливання x_1

Як бачимо, при застосуванні ходових коліс з пружною вставкою на вантажному візку швидкість коливань вантажу зменшується в 5.2 рази, прискорення – в 6.9 рази, швидкість коливань металоконструкції зменшується в 10 разів, прискорення в 1.43 рази.

3 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

3.1 Розрахунок механізму підйому

3.1.1 Вибір і обґрунтування кінематичної схеми механізму

Залежно від типу приводу всі механізми підйому ГПМ 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 двохопоровому валу. Механізм складається з двигуна 1, муфти з гальмівним шківом 2, гальма 3, двоступінчастого редуктора 4, муфти 5, що з'єднує вихідний вал редуктора з валом барабана 6. Відмінною особливістю є пристрій з блоком з'єднаних елементів, що полегшують монтаж і демонтаж (рис.3.1)

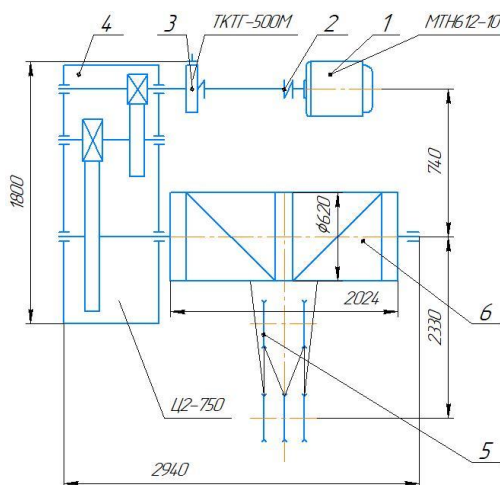


Рисунок 3.1 – Кінематична схема механізму підйому

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 компонованим 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:

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

$$\eta_{\text{п}} = \frac{1}{m} \frac{\eta^m - 1}{\eta - 1} = \frac{1}{6} \frac{0,98^6 - 1}{0,98 - 1} = 0,95$$

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

Згідно з Правилами будови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів [3], розрахунок каната виробляємо по розривному зусиллю канату

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

де $Z = 9$ - коефіцієнт запасу міцності.

По таблиці [3] 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[7]:

$$D_6 \geq d_k(h - 1) = 25(25 - 1) = 600\text{мм},$$

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:

$$L_6 = 2l_p + 2a + B = 2 \cdot 729 + 2 \cdot 133 + 300 = 2024\text{мм}$$

де $l_p = zt = 27 \cdot 27 = 729$ мм,

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

$H = 16$ м - висота підйому вантажу,

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

$a = d_k + 4t = 25 + 4 \cdot 27 = 133$ 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 допускається кута відхилення канату від вершини $\beta = 6^\circ$,

$$B = 1 \pm h_{\min} \operatorname{tg} \beta.$$

Оскільки величину h_{\min} можна визначити тільки після закінчення компоновки 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:

$$N = \frac{(G_{zp} + G_n)v_{zp}}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_m} = \frac{(200000 + 3000) \cdot 15}{1000 \cdot 60 \cdot 0,86} = 59,01 \text{ кВт}.$$

За каталогом [4] вибираємо двигун МТН 612-10, який має при ПВ = 40%:

номінальна потужність	$N_d = 60 \text{ кВт};$
частота обертання	$n_{дв} = 565 \text{ хв}^{-1};$
махового моменту ротора	$21 \text{ кгс}\cdot\text{м}^2;$
максимальний момент	$3200 \text{ Н}\cdot\text{м}.$

3.1.5 Визначення передавального числа приводу і вибір редуктора

Знаходимо загальне передавальне число механізму:

$$u = \frac{n_d}{n_o} = \frac{578}{23,11} = 25,01$$

$$n_o = \frac{v_{cp} \cdot u_n}{\pi D_o} = \frac{15 \cdot 3}{3,14 \cdot 0,62} = 23,11 \text{ об/хв.}$$

За каталогом вибираємо редуктор ІХ2-750 з $u_p = 24,9$, з тихохідним кінцем вала у вигляді вінця для зубчастого шупи.

Попередній крутний момент на тихохідному валу редуктора:

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

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:

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

M_n - номінальний момент двигуна:

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

Час розгону механізму підйому становить:

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

Фактичне прискорення при розгоні механізму:

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

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 всячому положенні, тобто по статичному моменту з урахуванням коефіцієнта запасу за формулою [8]:

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

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

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

$$M_{cm} = \frac{(G_{zp} + G_n) D_o \eta_o}{2u_p u_n} = \frac{(200000 + 3000) \cdot 0,62 \cdot 0,86}{2 \cdot 3 \cdot 25} = 721 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

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

Перевірка гальма на питомий тиск[7]:

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

де N – сила притиснення колодки до гальмівного шківів:

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

B - ширина гальмівного шківів,

$D_{ш}$ - діаметр гальмівного шківів,

$\phi = 70^\circ$ - кут обхвату колодкою гальмівного шківів.

Перевірка гальма на питому роботу тертя[8]:

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

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

$$v - \text{мінімальна швидкість гальмівного шківів: } v = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 565}{60} = 14,8$$

м/с.

Розрахунок допоміжного підйому виконуємо аналогічно основному підйому.

Початкові дані для розрахунку:

1. Прогін – 21м.
2. Вантажопідйомність – 5т.
3. Висота підйому – 18м.
4. Швидкість підйому – 20м/хв.
5. Режим роботи – 4М.

В результаті чого механізм допоміжного підйому складається:

Гальмо ТТ-160;

Редуктор Ц2-300-9.8-4М;

Електродвигун МFT 312-6, потужністю $N=17.5$ кВт, частота обертів $n=950$ об/хв.

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 колії, ходових коліс 7 (дворебордними).

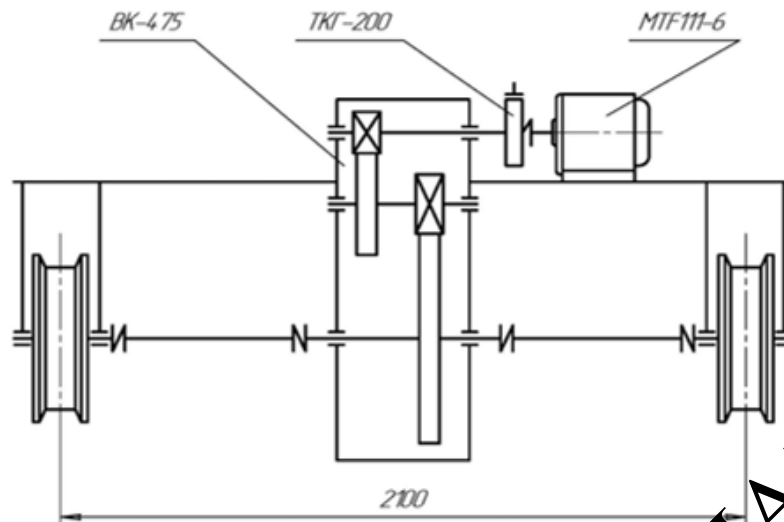


Рисунок 3.2 – Кінематична схема механізму пересування візка

3.2.2 Розрахунок і вибір ходових коліс механізму пересування візка

Тиск на одне ходове колесо попереччю визначимо з умови рівномірного розподілу ваги вантажу, що піднімається і ваги візка на всі чотири ходові колеса[8]:

$$P = \frac{G_t + G_m + G_n}{4} = \frac{200 + 100 + 3}{4} = 75,75 \text{ кН},$$

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

По таблиці [8] по навантаженню на одне ходове колесо визначимо діаметр ходового колеса $D_{х.к.} = 400 \text{ мм}$, рейок Р43 ГОСТ 7173-54:

ширина головки рейки - 70 мм;

висота рейки - 140 мм;

$[P] = 100 \dots 200 \text{ кН}$.

Матеріал колеса Сталь75 з твердістю поверхні $HV = 350$.

Розрахунок ходового колеса виробляємо з урахуванням об'ємного напруженого стану в зоні контакту колеса з рейкою по формулі:

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

де $K = 0,13$ - коефіцієнт, що враховує вплив дотичного навантаження на напругу в зоні контакту [9],

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

$$K_D = 1 + \alpha v_m = 1 + 0,15 \cdot 0,77 = 1,115.$$

Коефіцієнт приведення числа обертів [9]:

$$\theta = \frac{P_{\min}}{P_{\max}} = \frac{G_m + G_n}{G_{zp} + G_m + G_n} = \frac{100 + 3}{200 + 100 + 3} = 0,339; \theta = 0,215.$$

Повне число оборотів за весь термін служби:

$$N_0 = 3,6 \cdot 10^4 \cdot \frac{v_{\max}}{v_c} \cdot Y_{\text{маш}} = 3,6 \cdot 10^4 \cdot \frac{0,525}{3,14 \cdot 0,4} \cdot 12500 = 2088774.$$

Середня швидкість:

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

Наведене число обертів колеса за термін служби:

$$N = \theta N_0 = 0,215 \cdot 2088774 = 449086,4.$$

Тоді

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

3.2.3 Вибір двигуна

Потужність двигуна механізму пересування візка з вантажем визначається по статичному опору пересуванню. Опір пересуванню візки при сталому русі одно[5]:

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

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

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

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

За каталогом[9] вибираємо електродвигун МТФ 111-6, у якого:

Номінальна потужність $N_d = 3,5 \text{ кВт}$

Частота обертання $n_d = 895 \text{ мин}^{-1}$;

Махового моменту ротора $1,95 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$;

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:

$$u_p = \frac{n_d}{n_k} = \frac{895}{27,87} = 32,11,$$

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

За каталогом 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 [10]:

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

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

де $m = 2$ - число приводних коліс,

$n = 2$ - число коліс візка,

$f = 0,2$ - коефіцієнт зчеплення,

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

Максимально допустимий час гальмування:

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

Гальмівний момент дорівнює:

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

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

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

За табл.[9] вибираємо гальмо типу ТКГ-200, для якого гальмівний момент $M_T = 300 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $d_{ш} = 200 \text{ мм}$, $B = 90 \text{ мм}$, $m = 35 \text{ кг}$.

Перевірка гальма на питомий тиск:

$$q = \frac{N}{\frac{\pi D_{ш} \phi B}{360}} = \frac{2560,6}{\frac{3,14 \cdot 0,2 \cdot 70 \cdot 90}{360}} = 0,232 < [q] = 0,6 \text{ МПа},$$

де N - сила притиснення колодки до гальмівного шківа:

$$N = \frac{M_m}{\mu D_{ш}} = \frac{179,24}{0,35 \cdot 0,2} = 2560,6 \text{ Н}.$$

Перевірка гальма на питому роботу тертя:

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

де v - лінійна швидкість гальмівного шківа:

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

3.2.6 Перевірка двигуна на пусковий момент і умова відсутності буксування

Коефіцієнт короткочасного перевантаження обраного двигуна[11]:

$$|\phi| = \frac{M_{\max}}{M_H} = \frac{87}{38,13} = 2,28,$$

де M_H - номінальний момент двигуна:

$$M_H = 9750 \frac{N_{\partial}}{n_{\partial}} = 9750 \cdot \frac{3,5}{895} = 38,13 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Пусковий момент, необхідний для розгону маси візка з вантажем:

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

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

Дійсний коефіцієнт короткочасного перевантаження двигуна в період розгону:

$$\phi = \frac{M_{\text{пуск}}}{M_H} = \frac{46,16}{38,13} = 1,21 < [\phi].$$

Час розгону візки з вантажем:

$$t_{\partial} = \frac{\left[\frac{(Q + m_n + m_m) D_{x.к.}^2}{u_p^2 \eta_{np}} + 1,15 [(mD^2)_1 + (mD^2)_2] \right]}{38,2 \left[M_{\text{пуск}} - \frac{WD_{x.к.}}{2u_p \eta_{np}} \right]} =$$

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

Час розгону візки без вантажу:

$$t'_p = \frac{n_0 \left[\frac{(m_n + m_m) D_{x.k.}^2}{u_p^2 \eta_{np}} + 1,15 \left[(mD^2)_1 + (mD^2)_2 \right] \right]}{38,2 \left[M_{cp} - \frac{W_0 D_{x.k.}}{2u_p \eta_{np}} \right]} =$$

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

де

$$W_0 = \frac{K_p (G_n + G_m)}{D_{x.k.}} \cdot (2\mu + fd_u) = \frac{2 \cdot (3 + 100) \cdot 10^3}{40} \cdot (2 \cdot 0,06 + 0,015 \cdot 9,5) = 1351,88$$

Н.

3.2.7 Перевірка на пробуксовку візка без вантажу в період пуску

Середнє прискорення при розгоні візка без вантажу [10]:

$$a_{ср} = \frac{v}{60 t'_p} = \frac{35}{60 \cdot 1,76} = 0,3 \text{ м/с}^2 \leq [a].$$

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

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

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

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 МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ

Міст крана зі суцільностінчатими балками складається з двох головних балок прямокутної форми, двоступеневої конструкції, зварених із сталевого листа.

Міст обладнується поручнями і настилами. У торцях кінцевих балок встановлюються буферні пристрої.

Вихідні дані:

Вантажопідйомність $Q = 20/5$ т

проліт крана $L = 21$ м

швидкість пересування крана $v = 100$ м / хв

група режиму роботи А4

маса візка $m_T = 8$ т

маса підвіски $m = 0,275$ т

колія візки $a = 2,1$ м

база візки $B_T = 1,8$ м

база крана $B_K = 3,8$ м

3.3.1 Вибір основних розмірів

Висота балки:

$$h_6 = (1/16 \dots 1/20)L = (1/16 \dots 1/20)21 = 1,3 \dots 1,05 \text{ м,}$$

приймаємо $h_6 = 1,2$ м.

Опорні перерізи балки:

$$h_{oc} = (0,6 \dots 0,7)h_6 = 0,65 \cdot 1,2 = 0,78 \text{ м.}$$

Довжина скоса:

$$C = (0,1 \dots 0,2)L = 0,2 \cdot 21 = 4,2 \text{ м.}$$

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

Ваги елементів конструкції:

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

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

Постійна розподілене навантаження для головної балки з боку тролів із [13]:

$$q' = K_q \frac{G_{\text{б}} + G_{\text{пл}} + G_{\text{тр}}}{L} = 1,2 \cdot \frac{102,2 + 13,2 + 8,8}{21} = 7,1 \text{ кН/м.}$$

Постійна розподілене навантаження для головної балки:

$$q = K_q \frac{G_{\text{б}} + G_{\text{пл}}}{L} = 1,2 \cdot \frac{102,2 + 13,2 \cdot 0,5}{21} = 6,2 \text{ кН/м.}$$

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

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

Вага кабіни управління з електрообладнанням:

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

Рухома навантаження від тиску ходових коліс візка з вантажем:

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

Розподілена горизонтальна інерційна навантаження на головну балку:

$$q_2 = 0,1 \frac{G_b + G_{m1}}{L} = 0,1 \cdot \frac{102,2 + 0,5 \cdot 13,2}{21} = 0,52 \text{ кН/м.}$$

Зосереджені горизонтальні інерційні навантаження від ваги механізму пересування:

$$P_{m1}^z = 0,1 G_m = 0,1 \cdot 5 = 0,5 \text{ кН.}$$

Зосереджені рухливі горизонтальні інерційні навантаження про ваги кабіни:

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

Поперечні рухливі горизонтальні інерційні навантаження від тиску ходових коліс:

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

Поперечні рухливі горизонтальні інерційні навантаження від гальмування візка:

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

Скручує момент від рухомого навантаження:

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

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

Скручує момент від зосереджених горизонтальних інерційних навантажень:

$$M_{скр3} = \frac{(P_{mn}^z + P_k^z)}{2} h \cdot \frac{(0,5 + 2,0)}{2} \cdot 0,78 = 0,98 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Розрахунковий скрчує момент від всіх горизонтальних навантажень:

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

На балку з боку тролів будуть діяти зосереджені навантаження.

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 $h_g = 1,2$ м.

Товщина вертикального листа $\delta = 8$ мм.

Ширину горизонтальних листів приймаємо з умови забезпечення горизонтальної жорсткості:

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

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

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

Приймаємо $B = 600$ мм, $\delta_c = 10$ мм.

Відстань між вертикальними листами приймаємо $B = 530$ мм.

Площа перетину головної балки:

$$F = B\delta_1 + B\delta_2 + 2\delta h = 60 \cdot 1,2 + 60 \cdot 1,0 + 2 \cdot 0,8 \cdot 1,2 = 117,8 \text{ см}^2.$$

Статичний момент перетину щодо осі x_1-x_1 :

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

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

$$\frac{S_{x_1-x_1}}{F} = \frac{25500,4}{352,8} = 72 \text{ см.}$$

Момент інерції перерізу відносно осі $x-x$:

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

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

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

для нижнього поясу

$$W_x' = \frac{I_{x-x}}{z_1} = \frac{984560,2}{72} = 13674,4 \text{ см}^3.$$

Момент інерції перерізу відносно осі $y-y$:

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

Момент опору щодо осі у-у:

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

Розрахунковий вигинає момент від дії рухомого навантаження:

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

Розрахунковий вигинає момент від дії постійної рівномірно розподіленого навантаження:

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

Нормальна напруга в центрі балки від навантаження в вертикальній площині:

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

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

$$M_q' = \frac{q_2 L^2}{8} = \frac{0,52 \cdot 21^2}{8} = 28,7 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Розрахунковий вигинає момент від дії рухомого навантаження в горизонтальній площині:

$$M_p' = \frac{2P_2^m}{L} \left(\frac{L}{2} - \frac{a}{4} \right)^2 = \frac{2 \cdot 6,75}{21} \cdot \left(\frac{21}{2} - \frac{1,8}{4} \right)^2 = 64,5 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Нормальна напруга при згині в горизонтальній площині:

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

Максимальна нормальна напруга:

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

Дотичне напруження в опорному перерізі:

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

Статичний момент половини перерізу головної балки біля опори щодо осі x-x:

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

Момент інерції головної балки відносно осі x-x:

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

Дотичні напруження в опорному перерізі:

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

Максимальні дотичні напруження в опорному перерізі:

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

Прогин головної балки і ваги візка з номінальним вантажем:

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

де $[f] = \frac{L}{700} = \frac{2100}{700} = 3 \text{ см}$ - дозволений прогин.

3.3.4 Розрахунок кінцевої балки

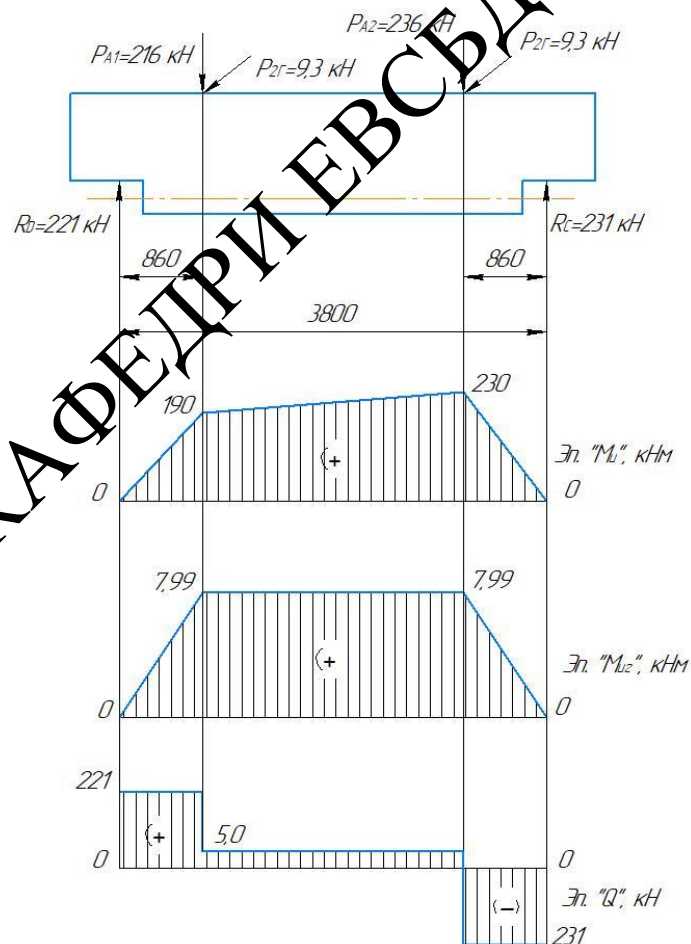


Рисунок 3.1 – Схема навантажень на кінцеву балку крана

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

$$P_z^m = 9,3 \text{ кН.}$$

Навантаження на кінцеву балку в горизонтальній площині:

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

Реакції в опорах кінцевий балки у вертикальній площині:

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

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

Кінцева балка виконується коробчатого 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 :

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

щодо осі $y-y$:

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

Момент опору перерізу відносно осі x_0-x_0 :

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

щодо осі $y-y$:

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

Згинальний момент у вертикальній площині:

$$M_1 = R_c a = 231 \cdot 86 = 22446 \text{ кН} \cdot \text{см},$$

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

Нормальна напруга від згинальних моментів:

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

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

Момент, що вигинає кінцеву балку в горизонтальній площині:

$$M_u^z = R_d^z a = 9300 \cdot 86 = 799800 \text{ Н} \cdot \text{см}.$$

Нормальна напруга в горизонтальній площині:

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

Дотичне напруження в перерізі:

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

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

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

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 ланцюгової тяги. У нашому випадку застосуємо перший.

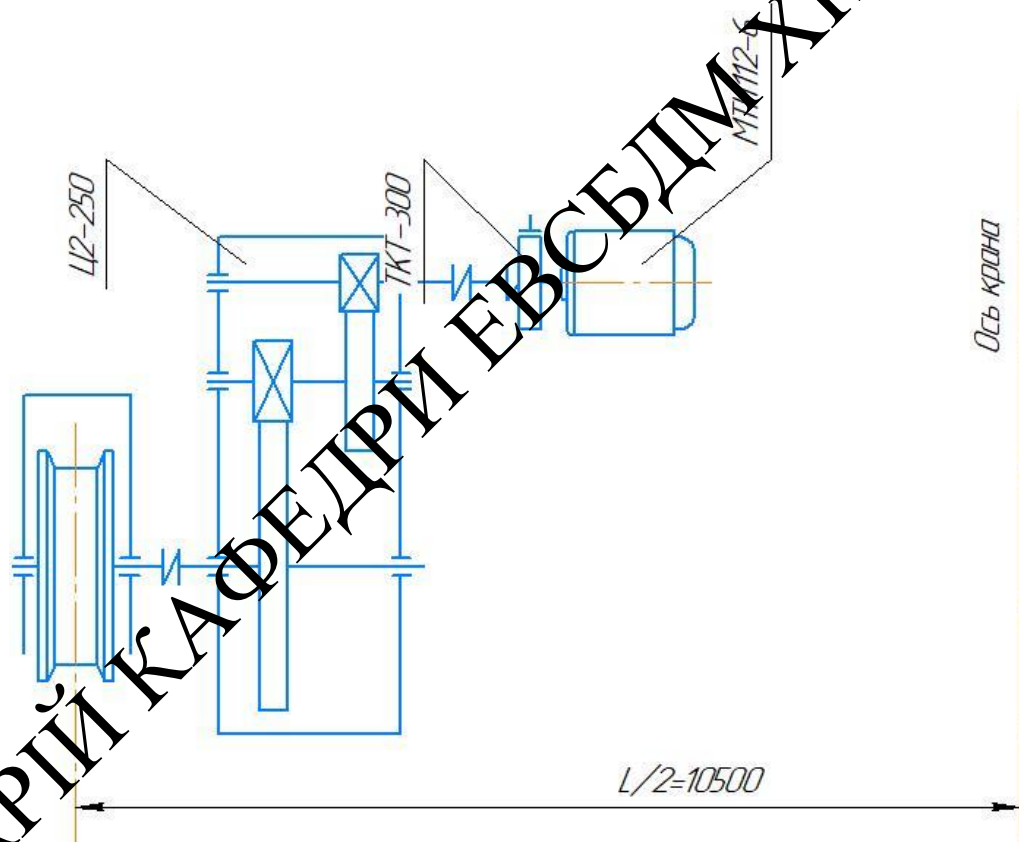


Рисунок 3.1 – Кінематична схема механізму пересування крану

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 $P_{\max} = R_c = 261$ кН.

Знаходимо еквівалентне навантаження:

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

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

3.4.3 Визначення зовнішніх навантажень, що діють на механізм

Сила опору пересуванню моста крана з номінальним навантаженням[10]:

$$W = \frac{K_p (G_{sp} + G_T + G_M)}{D_{х.к.}} (2\mu + fd) = \frac{1,1 \cdot (200 + 70 + 386)}{50} \cdot (2 \cdot 0,8 + 0,015 \cdot 11) = 4,65 \text{ кН,}$$

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:

$$N_c = \frac{W \cdot V_k}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_{np}} = \frac{4650 \cdot 100}{1000 \cdot 60 \cdot 0,97} = 7,99 \text{ кВт.}$$

Необхідна статична потужність для кожного приводу:

$$N = 0,6 N_c = 0,6 \cdot 7,99 = 4,79 \text{ кВт.}$$

За каталогом 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

$$M_{\max}/M_H=2,49$$

3.4.5 Вибір редуктора

Передавальне число механізму:

$$u = \frac{n_d}{n_k} = \frac{885}{63,7} = 13,89,$$

де n_k - число обертів ходового колеса:

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

За каталогом кранових редукторів вибираємо редуктор типу Ц2-250 з $u_p=12,41$.

3.4.6 Вибір гальма

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

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

Час гальмування має бути не менше:

$$t_T = \frac{V_k}{60 \cdot [\gamma]} = \frac{100}{60 \cdot 0,897} = 1,95 \text{ с.}$$

Гальмівний момент механізму пересування:

$$M_T = M_{u1}^T + M_{u2}^T - M_{CT}^T = 895,5 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

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

$$M_{T1} = \frac{M_T}{2} = 447,8 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Вибираємо гальмо типу ТКТ-300: $M_T=500 \text{ Н}\cdot\text{м}$; $D_{ш}=300 \text{ мм}$; $m_T=9,2 \text{ кг}$; $B_k=140 \text{ мм}$.

Перевірка гальма на питомий тиск:

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

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

3.4.7 Перевірка двигуна на пусковий момент

Час розгону крана:

$$t_p = \frac{V_k}{60 \cdot [a]} = \frac{100}{60 \cdot 0,15} = 11 \text{ с.}$$

Середній пусковий момент двигуна:

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

Н.м.

Коефіцієнт короткочасного перевантаження двигуна:

$$\phi = \frac{M_{\text{пуск}}}{M_T} = \frac{57}{48,2} = 1,18 < [\phi] = 1,89.$$

Час розгону двигуна:

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

Перевірка по допустимій напрузі:

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

3.5 ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС ВИРОБНИЦТВА ВАЛУ-ШЕСТЕРНІ

3.5.1 Призначення і конструкція деталі

У підйомно-транспортних машинах застосовуються ступінчасті вали жорсткої конструкції (вали редукторів, осі ходових коліс). Розробимо технологічний процес виробництва вала-шестерні в редукторі основного підйому, проектного крана.

Основною умовою, яким повинна відповідати конструкція валу, є достатня міцність; жорсткість, що забезпечує нормальну роботу зачеплень і підшипників; технологічність конструкції і економія матеріалу.

В якості матеріала для валу використовують вуглецеві і леговані сталі, даний вал-шестерня виготовлений зі сталі Ст 45 ГОСТ 1050-74 НВ.

Розрахунок вала виконується в чотирьох етапах: орієнтовний розрахунок на кручення; розрахунок на складне опір (кручення і вигин); перевірка запасу міцності по витривалості в найбільш небезпечних перетинах; перевірка жорсткості вала.

При передавальному числі $U > 3,15$ вал-шестерня, як правило, є єдиною можливим варіантом (можливий варіант насадної шестерні), вал-шестерня міцніше, жорсткіше і надійніше збірної конструкції вала і шестерні. В сучасних редукторах варіант вала-шестерні є домінуючим.

3.5.2 Аналіз технологічності конструкції деталі

Запропонований вал-шестерня має шлицеву поверхню за профілем - прямобочного (допуски і посадки для прямобочного шлицьових з'єднань регламентують ГОСТ 1139-80). Способи обробки шлицьових поверхонь дуже різноманітні: обробка дисковими фрезами, методом обкатки, в масовому виробництві застосовують шлицестрагательні верстати, шлицепротягіваніе,

холодну наковчання (холодної накатки піддається заготовка з твердістю не більше HB 240).

Посадочні поверхні валів обробляються по 6-му і 7-му квалітетами

(Рідше по 9-му) з шорсткістю поверхні 1,25-2,5 мкм при допуск радіального биття посадочних шийок щодо осі 0,04-0,06 мм. Призначаються також допуски розташування бічних поверхонь пазів шпон і шліців: допуски паралельності щодо осі і симетричності щодо діаметральної поверхні вала (0,03-0,05 мм на 100 мм довжини).

Шліцьові вали і втулки контролюють шліцьовими профільними граничними калібрами. За допомогою комплексних калібрів забезпечують контроль всіх оброблюваних поверхонь шліцевого профілю.

3.5.3 Визначення типу виробництва

Тип виробництва залежить від двох чинників, а саме: заданої програми і трудомісткості виготовлення виробу. На підставі заданої програми розраховується такт випуску виробу t_b , а трудомісткість визначається середньому штучним часом $T_{шт}$ за операціями, що діє на виробництві або аналогічного технологічного процесу.

Ставлення цих величин прийнято називати коефіцієнтом серійності:

$$K_c = \frac{t_b}{T_{шт}}$$

де $T_{шт}$ - величина такту випуску розраховується по формулі

$$t_b = \frac{F_d \cdot 60}{N}$$

де F_d -дійсний річний фонд часу роботи обладнання приймаємо

$$F_D = 2030^4 / \text{см}$$

N-річна програма випуску, N = 1000 шт.

$$t_b = \frac{2030 \cdot 60}{100} = 121.8 \text{ мин} / \text{шт.}$$

Формула для розрахунку середнього штучного часу має такий вигляд:

$$T_{\text{шт(шк)ср.}} = \frac{\sum_{i=1}^n E_{\text{шт(шк)i}}}{n},$$

де $T_{\text{шт(шк)i}}$ - штучний або штучно калькуляційний час на кожну операцію;
n- число операцій.

$$\sum T_{\text{шт(шк)}} = (385 + 612 + 280 + 7827 + 200) \cdot 0,01 = 21 \text{ мин}$$

$$T_{\text{шт(шк)ср}} = \frac{21,1}{5} = 4,22$$

Тоді коефіцієнт серійності:

$$K_c = \frac{122}{4,22} = 31$$

це відповідає середньо серійному виробництву.

3.5.4 Вибір заготовки

Метод викопання заготовок для деталей машин визначається призначенням, конструюється деталі, матеріалом, технічними вимогами, масштабом і серійністю випуску, а також економічністю виготовлення.

Вибрати заготовку - значить встановити спосіб її отримання, намітити припуски на обробку кожної поверхні, розрахувати розміри і вказати допуски на неточність виготовлення.

При виборі способу отримання заготовки необхідно прагнути до максимального наближення форми і розмірів заготовки до параметрів готової деталі і зниження трудомісткості заготівельних операцій.

Деталь вал-шестерня виготовлений зі сталі Ст. 45.

З аналізу технологічності деталі, так як маємо великі перепади діаметром 61, 45 і 55, можна зробити висновок, що вигідніше отримати заготовку штампуванням на ГКР, коефіцієнт використання матеріалу менше ніж при отриманні заготовки з прокату. Штампування на ГКР є найбільш рентабельним способом отримання заготовки.

Штампування проводиться з гуртків і труб гарячекатаного металу підвищеної точності.

3.5.5 Розробка маршрутного технологічного процесу

Розроблюваний технологічний процес повинен бути прогресивним, забезпечувати підвищення продуктивності праці і жорсткості деталей, скорочення трудових і матеріальних витрат на його реалізацію, зменшення шкідливих впливів на навколишнє середовище.

005 операція. Фрезерно-центрувальна

Фрезерувати торці і свердлили отвори остаточно. Верстат: фрезерно-центрувальний, мод. МР76М. Пристосування: лещата з трикулачні губками призматичної форми, привід пневматичний. Базування: по зовнішніх поверхнях і одному торця заготовки. Ріжучі інструменти: торцеві фрези діаметром 100мм, число зубів 12, матеріал ріжучої частини Т14К8; центрувальні свердла діаметром 5мм, матеріал Р6М5. Вимірювальний інструмент: штангенциркуль Ш Ц1, діапазон виміру 400мм, ціна поділки 0,1 мм (для налагодження), шаблон для контролю довжини $286 \pm 1,6$ (для роботи).

010 операція. Токарно-копіювальний

Точити начорно поверхні діаметрами 40К6; 53; 61h9 мм. Верстат: токарний гідро-копіювальний напівавтомат, мод. Н713. Пристосування: центри; патрон повідковий з пневмо приводом. Ріжучі інструменти: прохідний різець, правий, перетином 25×20 мм, матеріал ріжучої частини Т14К8, $\varphi = 45$, $\alpha = 8$, $\gamma = 17$. Вимірювальний інструмент: штангельциркулем ШЦ I, діапазон виміру 125 мм, ціна поділки 0,1 мм (для налагодження).

015 операція. Токарно-копіювальний

Обточити поверхні діаметрами 45 k 6 і 61 h9 начорно (інші дані наведені в операції 010).

020 операція. Токарська зі ЧПУ

Обточити поверхні діаметрами 45K6; 53; 45K6 з припуском на шліфування діаметром 62 h9, проточки діаметром 43, 60, 43 і фаски остаточно. Верстат: токарний з ЧПУ, мод. 16к20Т. пристосування: повідковий плаваючий центр, діаметр повідкової частини 36 мм. Базування: по центральним отворів лівого торця (діаметром 45 мм). Ріжучі інструменти: прохідні різці, правий і лівий, перетинами 20 × 25 мм, матеріал ріжучої частини T14K8, 90, прорізний різець, ширина ріжучої частини 3 мм, матеріал ріжучої частини T14K8; фасочні різці лівий і правий $\phi = 45$. Вимірювальні інструменти: штангенциркуль ШЦ I (для налагодження).

025 операція. Шпони фрезерна

Фрезерувати шпонкові паз 14 h9 остаточно. Верстат: шпоночно-фрезерний напівавтомат, мод. 693А. Пристосування: лещата з призматичним підставою, привід пневматичний. Базування: по поверхні діаметром 45h6 і торця діаметром 67. Ріжучий інструмент: шпонкова фреза діаметром 14 мм, матеріал ріжучої частини T14K8 (P6M5). Вимірювальний інструмент: штангенциркуль ШЦ; калібр-пробка 14N9.

030 операція. Шліцефрезерна

Фрезерувати шліци з припуском на шліфування. Верстат: Шліцефрезерна, мод. 5330Б. Пристосування: повідкового пристрій, центри. Базування: по центровим отворам. Ріжучий інструмент: червячная шліцьова фреза. Вимірювальний інструмент: комплексний колібрвулка.

035 операція. Шліцешліфування.

Шліфувати шліци остаточно. Верстат: шліцешліфувальних, мод. 3Б450. Пристосування: центри, повідкового пристрій. Базування: по центровим отворам. Ріжучий інструмент: шліфувальний профільний коло ПП250 × 16 × 76

24А 25-П СМ15К435М / С2КЛА. Вимірювальний інструмент: комплексний колібр-втулка; мікрометр гладкий, діапазон виміру 50 ... 75 і 0 ... 25 мм, ціна поділки 0,01 мм для вимірювання внутрішнього діаметру і товщини шліців.

040 операція. Круглошліфувальна.

Шліфувати поверхні діаметрами 40К6; 53; 45 h6 остаточно. Верстат: круглошліфувальний, мод. 3М150А. Пристосування: центри, повільного пристрій. Базування: по центровим отворам. Ріжучий інструмент: шліфувальний круг ПП350 × 50 × 127, 24А25ПСМ15К4, 35М / С2КЛА.

Вимірювальний інструмент: важільні скоби з діапазоном вимірювання 25 ... 50 і 50 ... 75 мм, з ціною поділки 0,002 мм (для налагодження).

045 операція. Різьбофрезерні.

Фрезерувати різьблення М52І, 5-8g остаточно. Верстат: Різьбофрезерні мод. 5Б63Г. Пристосування: центри, повільного пристрій. Базування: по центровим отворам. Ріжучий інструмент: різьбова гребінчата фреза, матеріал Р6М5. Вимірювальний інструмент: різьбові калібри кільця

М52*1,5-8g /

3.5.6 Розрахунок припусків

Припуском на обробку називають шар матеріалу, що видаляється з поверхні заготовки для досягнення заданих властивостей оброблюваної поверхні.

Розрізняють операційні і проміжні припуски.

Операційний припуск, що видаляється з оброблюваної поверхні при виконанні однієї технологічної операції.

Проміжний припуск - це припуск, що видаляється з оброблюваної поверхні при виконанні одного технологічного переходу. Загальним припуском називають шар матеріалу, що видаляється з оброблюваної поверхні в процесі

всіх операцій для отримання остаточного розміру і заданої якості цієї поверхні.

Розрахунок припусків в даній роботі буде проведений статистичним методом проміжних припусків на кожен перехід і розрахунок проміжних розмірів заготовки.

Загальний припуск по переходах ділиться в співвідношенні: 72,5%, 19,5%, 6,5%, 1,5% (для токарної операції).

Загальний припуск: $2P_{\text{общ}} = 3,2$, табличне значення операційного припуску на діаметр при шліфуванні відповідає 0,5 мм, розподіляємо його на шліфування попереднє і остаточне (приблизно в співвідношенні 3: 1) і отримуємо:

$$2P_3 = 0,37 \text{ мм і } 2P_4 = 0,125 \text{ (Ra 5.0) мм.}$$

$$\text{Округлено приймаємо: } 2P_3 = 0,4 \text{ (Ra 7.5) і } 2P_4 = 0,1 \text{ (Ra 1.25).}$$

Припуск на точіння під шліфування $2P_2 = 1,2$ мм. Звідси знаходимо припуск на чорнове точіння: $2P_1 = 2P_{\text{общ}} - 2P_3 - 2P_4 = 2,3$ мм.

Що стосується діаметру $\phi 62$, то цю поверхню ми будемо шліфувати начорно, отже, припуск буде дорівнює $2P = 7.3$ мм, (загальний припуск ділиться по переходах щодо 72,5%, 19,5%, 6,5%, 1,5% , що відповідає правилам механічної обробки).

025 операція. Шпони фрезерна - фрезерувати шпонкові паз, цю операцію можна зробити в два етапи: чорнове - 72,5% тобто $P = 7.3$ мм, напівчистове - 19,5%, $P = 1.2$ мм.

Ріжучий інструмент - шпонкова фреза діаметром $d = 6$ мм.

030 операція. Шліцефрезерна - фрезерувати поверхню шліців. Ріжучий інструмент: чорнова шліцева фреза. Цю операцію можна зробити в три етапи: чорнове - 72,5%, $P = 7.1$ мм; напівчистове - 19,5%, $P = 1.2$ мм; чистове - 6,5%, $P = 0.5$ мм.

3.5.7 Розрахунок режимів різання

При призначенні елементів режимів різання враховують характер обробки, тип і розміри, інструменти, матеріал його ріжучої частини, матеріал і стан заготовлі, тип і стан обладнання. Елементи режимів різання зазвичай встановлюються в порядку даному нижче:

- глибина різання t ;
- подача S ;
- швидкість різання V ;
- стійкість T ;
- сила різання Z .

У курсовій роботі розрахунок режимів різання виробляємо на одну операцію за такими видами обробки:

- точіння;
- фрезерування пазів;
- фрезерування зубів.

3.5.8.1 Токарно-копіювальний операція

Глибина різання: при черновій обробці глибина різання зазвичай дорівнює припуску на обробку. У даній роботі я прийняв $t = 2$ мм.

Подача: для різців з пластинами з твердого сплаву обрану подачу перевіряють по міцності $S = 0,4-0,8$

Швидкість різання розраховують за такою формулою:

$$V = \frac{\pi D n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 58}{1000} = 185 \text{ м/мин}$$

Частота обертання шпинделя головного руху визначається за формулою:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 182}{3,14 \cdot 62} = 950 \text{ об/мин}$$

Мастильно-охолоджуюча рідина: емульсія модернізована.

3.5.8.2 Шліцефрезерная операція 030

Цю операцію будемо виконувати в три переходи:

- 1) встановити і зняти деталь;
- 2) фрезерувати шліці 9 начорно;
- 3) фрезерувати шліці 9 начисто.

Глибина різання $t = 3.5$ мм, по можливості встановлюється максимальна, рівна припуску на обробку, за винятком випадку ставляться підвищені вимоги до точності і класу чистоти поверхонь, коли обробку ведуть в два проходи - чорновий і чистовий.

Подача. Вихідною величиною подачі при чорновому фрезеруванні є величина її на один зуб S_z , при чистовому фрезеруванні на один оборот фрези S . В даному випадку приймаю $S = 0,4$.

Швидкість різання - окружна швидкість фрези в м / хв розраховується так:

$$V = \frac{\pi D f}{1000 \tau S} = \frac{3.14 \cdot 53 \cdot 7}{1000 \cdot 0.02 \cdot 0.4} = 145.6 \text{ м/мин},$$

де D - номінальний діаметр фрези, мм;

f - ширина виточки для виходу різця в мм;

τ - час на відведення різця і перемикання верстата на зворотний хід, $\tau = 0,01-0,04$;

S - крок нарізати різьблення в мм.

Чистота обертання:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 145,6}{3,14 \cdot 53} = 874 \text{ об/мин}$$

3.5.8.3 Шпоночно-фрезерна операція 025

Цю операцію будемо виконувати в три переходи:

1. встановити і зняти деталі;
7. фрезерувати паз 12 начорно;
3. фрезерувати паз 12 начисто.

Глибина різання в цій операції $t = 3,2$ мм. Подача приймається $S = 0,01$.

Швидкість різання визначаємо за формулою:

$$V = \frac{\pi D n}{1000} = \frac{3.14 \cdot 52 \cdot}{1000} = 17,2 \text{ м/мин}$$

3.5.9 Розрахунок норм часу

015 операція. Точіння на поверхню 6

$$T_o = \frac{L}{nS} \cdot i = \frac{65}{620 \cdot 0,3} \cdot 1 = 0,35 \text{ мин} - \text{основний час на точіння [3],}$$

де S-подача;

n-число обертів.

Аналогічне точіння виробляємо по поверхнях 9, 7, 3.

025 операція. Обробка паза

Основний час стругання пазів

$$T_o = \frac{h + h_1}{h_{\text{шт}}} \cdot S = \frac{55 + 6}{0,03} = 1,00 \text{ мин},$$

де h-глибина паза, мм;

$h_1 = 0,5 \dots 1$ мм - довжина врізання;

$h_{\text{шт}}$ - число подвійних ходів в хвилину.

030 операція. Нарізування різьби на поверхню 6 [3]

$$T_o = \frac{L + l_1}{S} \cdot i \left(\frac{l}{n} + \frac{l}{n_1} \right) = \frac{65 + 6}{0,2} \cdot 0,2 \left(\frac{6}{10} + \frac{6}{5} \right) = 127,8 \text{ мин}$$

де l- довжина оброблюваної поверхні, мм;

l_1 - довжина врізання інструмента, мм;

S- крок різьби, мм;

i- число робочих ходів;

n- частота обертання шпинделя, об / хв;

n_1 - частота обертання шпинделя при зворотному його обертанні, об / хв.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ І БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

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 прогонових булов 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.

4.1 Аналіз небезпечних і шкідливих факторів

Відповідно до [14] 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 невиконаних мереж електрозабезпечення;
- можливе травмування при невиконанні вимог по техніці безпеки, які викладені в Правилах Госгортехнадзора России;
- можливість переміщення вантажів з підвищеною температурою.

Заходи щодо забезпечення безпечних умов праці

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 коврик, 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 правилах Надзору Росії 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

При організації роботи на складі керівник бригади повинен:

- провести інструктаж по техніки безпеки для всіх спеціалістів;
- попередити особу, яка призначена володарем крану відповідальним за поведіння 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 виключити похиле розташування канату, для запобігання зачеплення вантажу чого – небудь;
- 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;
 - змазочні 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 легкоспалахуючих рідин, якщо це відбулося, потрібно негайно видалити її обтирочним кінцем;
 - в кабіні крановщика забороняється зберігання бензину, керосину, легкоспалахуючих рідин;
 - в разі спалахування масел гасити вогонь за допомогою вогнегасника або піском, покривати войлоком, брезентом;
 - при виникненні пожежі крановщик повинен негайно обезструмити кран і теж гасити пожежу, тим що у нього є, визвавши при цьому обслуговуючу пожежну бригаду.

Технічні засоби безпеки

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 (табл.11);
- 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 (табл.12, 13);
- реєстратори робочих параметрів для реєстрації і збереження інформації;
- рама візка має перила з одного боку, а з іншого – сітчасте огороження по висоті і довжині, щоб уникнути можливості вирогідного дотику до струмоведучих тролей крану(табл.14);

Таблиця 4.1 – Обмежувачі руху і підйому вантажу

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

Таблиця 4.2 – Упори і буфера

Обмежене переміщення	Упори		Буфера	
	конструкції	Місце встановлення	конструкції	Максимальний хід, мм
Візка	жорсткий	Міст крану	БР – 100	50

вантажного			гумовий	
Крану	жорсткий	Підкрановий шлях	БР – 225 гумовий	78,7

Таблиця 4.3 – 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 согласованих 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	СМ660 фірми «Motorola» комплектно з блоком живлення «Ariston SS – 18» і антеною UA – 450А	Забезпечення мобільного зв'язку машиніста крану з диспетчером. Виклик відбувається при натисканні однієї кнопки
Сигнал при зупинці крану	Світильник НПОЗ – 100 – 001МУЗ з лампою МО 12 – 40, 50 Гц, 12 В	Сигналізує про відсутність машиніста в кабіні. Вмикається блок-контактором, який розмикає

Таблиця 4.4 – Контактори безпеки

Місце встановлення	Тип	Призначення
Вхід до		Відключення вводу при

струмоз'ємників	Вимикач шляховий ВП16РЕ – 23 Б.231 – 55 У2.3	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 АS	Перемикач ПЕ – 171 УХЛЗ	Ключ – бірка
	Вимикач кнопочний КЕ – 131 УЗ, червоний	Аварійне відключення вводу
	Вимикач кнопочний КЕ – 021 УЗ, червоний	Аварійне відключення механізму підйому
Ліва колонка пульта керування	Пост керування ПКЕ 112 – 1УЗ, «Гр.» «К», «1Р»	Аварійне відключення механізму пересування крану
		Аварійне відключення механізму пересування візка
Сходи входу на кран	Пост керування ПКУ 15721 – 111 54У2	Аварійне відключення вводу
На міст		

4.2 Розрахунок штучного освітлення точковим методом

Приміщення розміром 8x8 метрів висотою 4 метри освітлюється чотирма світильниками типу СДДРЛ, з лампами типу ДРЛ. 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).

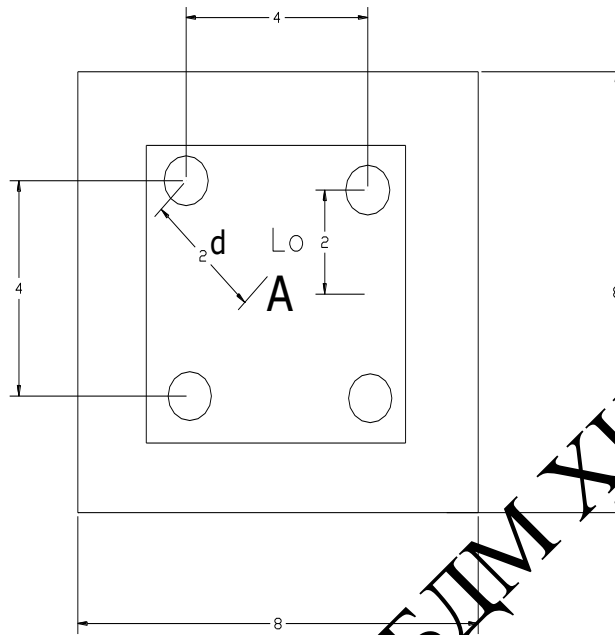


Рисунок 4.1 – Розміщення світильників у приміщенні

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

Відстань d до центру приміщення А визначаємо за теоремою Піфагора.

Визначаємо $\text{tg } \alpha$

$$\text{tg } \alpha = \frac{d}{h_p} = \frac{\sqrt{l_0^2 + l_0^2}}{h_p} = \frac{\sqrt{2^2 + 2^2}}{3,5} = 0,808.$$

Визначаємо α і $\cos^3 \alpha$

$$\alpha = 36^\circ;$$

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

Визначаємо I_a даними таблиці 24 [14] при куті світла 36° для освітлювача з умовною лампою $\Phi_{л}=1000\text{лм}$. Так як для цього кута не має сили світла в таблиці, то розрахуємо її. На кожен градус кута приходить 10кд світла. Для $35^\circ I_a=220\text{кд}$, $45^\circ I_a=184\text{кд}$. Різниця складає 36кд. На кожен градус приходить 3кд. Для $36^\circ I_a=217\text{кд}$.

Розраховуємо освітленість в горизонтальній площині, беручи коефіцієнт запасу $K_3=1,5$ для одного світильника.

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

Для чотирьох світильників сумарна освітленість дорівнює

$$E_{заг} = 4E_2 = 4 \cdot 6,25 = 25 \text{лк}$$

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

$$\Phi_{л} = 1000 \cdot 200 / 25 = 8000 \text{лм.}$$

Відповідно [15] підбираємо лампу ДРЛ з найближчим значенням світлового потоку: обрана лампа ДРЛ-250-2, з $F=10000\text{лм}$.

Перевіряємо освітленість у розрахунковій точці в горизонтальній площині для обраної лампи

$$E_{2.факт} = E_2 \cdot F_{л} / 1000 = 6,25 \cdot 10000 / 1000 = 62,5 \text{лк}$$

Для чотирьох ламп загальна освітленість дорівнює

$$E_{заг.факт.} = E_{2.факт} \cdot 4 = 62,5 \cdot 4 = 250 \text{лк.}$$

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

$$E_v = 2 \cdot E_c l_0 / h_p = 2 \cdot 62,5 \cdot 2 / 3,5 = 71,4 \text{ лк}$$

Розраховуємо освітленість у похилій площині

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

Розраховуємо потужність системи освітлення. Потужність однієї лампи $W=250\text{В}$ обираємо за [15]

$$W = n \cdot w = 4 \cdot 250 = 1000\text{В}$$

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

4.3 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, селєві

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 дій 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 безпечне місце. 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, гробель і насипів; попередження або ліквідації підмиву водою земляних споруд та нарощування їх висоти. За допомогою бульдозера можна організувати земляні відсіч 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 рихлообломочного 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 протизсувних режим: пристрій постійних водостоків, дренажів, тимчасових снігових канав і валів для поверхневого стоку талих і зливових вод; планування поверхні стоку з вирівнюванням горбів, заповненням ям і канав, закладенням тріщин, наданням ухилів безстічних діляниць; 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, дотування. Основні способи гасіння лісових пожеж: гасіння пожежі водою або розчинами вогнегасних хімікатів, вишпал (пуск зустрічного вогню), закидання ґрунтом крайки пожежі, пристрої загороджувальних і мінералізованих смуг і канав.

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ ЕРСБІМ ЖІНАЦЬ 2025 Р

5 РОЗРАХУНОК ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ

Економічна ефективність розраховується за формулою із [16]:

$$\mathcal{E}_r = C_1 \frac{B_2}{B_1} \frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} + \frac{I_1 - I_2 - E_H(K_2 - K_1)}{P_2 + E_H} - C_2,$$

де C_1, C_2 - відповідно собівартість базисного і проєктованого барабана, грн;

$\frac{B_2}{B_1}$ - коефіцієнт обліку економії по потужності у проєктованого вузла в

порівнянні з базовим;

B_1, B_2 - річні витрати по потужності, при використанні базисної і проєктованої моделі, кВт/год

$$B = \Pi \cdot F_k \cdot K_{cp} \cdot K_g,$$

де Π - вантажопідйомність крана, т;

F_k - річний календарний фонд часу

$$F_k = D \cdot S \cdot t_{cm} = 251 \cdot 1 \cdot 8 = 2008 \text{ ч},$$

де D - кількість робочих днів в році, $D = 251$;

S - кількість змін, $S = 1$;

t_{cm} - тривалість зміни, $t_{cm} = 8$;

K_{np} - коефіцієнт використання крана, $K_{np} = 0,8$;

K_g - коефіцієнт використання крана за часом, $K_g = 0,9$.

Використовуючи формулу із [16] знаходимо:

$$B_1 = 46 \cdot 2008 \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 43373 \text{ кВт / год};$$

$$B_2 = 46 \cdot 2008 \cdot 0,8 \cdot 0,9 = 43373 \text{ кВт / год};$$

E_n - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень

($E_n = 0,2$);

P_1, P_2 - норма амортизаційних відрахувань від балансової вартості базисного і проектного вузла, $P_1 = P_2 = 0,07$, з розрахунку терміну служби рівному 15-ти рокам;

K_1, K_2 - супутні капітальні вкладення споживача при використанні ним базисного і проектного вузла в розрахунку на обсяг продукції, що виробляється за допомогою проектного крана, грн

$$K = K_{тр} + K_m,$$

де $K_{тр}$ - витрати на транспортування крана,

K_m - вартість монтажу крана

За формулою із [16]:

$$K_1 = 21000 + 55000 = 76000 \text{ грн};$$

$$K_2 = 29000 + 60000 = 89000 \text{ грн};$$

I_1, I_2 - річні експлуатаційні витрати споживача при використанні ним базисного і проектного вузла на обсяг продукції, що виробляється за допомогою проектного вузла, грн.

$$I = C_e + 3П + C_{всп} + C_p,$$

де C_e - витрати на електроенергію,

$$C^3 = F_k \cdot P_y \cdot K_{np} \cdot K_e \cdot \mathcal{E},$$

де P_y - встановлена потужність приводу, кВт/год;

\mathcal{E} - вартість електроенергії

$$C_1^3 = 2008 \cdot 40 \cdot 0,8 \cdot 0,9 \cdot 0,3 = 17349 \text{ грн};$$

$$C_2^3 = 2008 \cdot 40 \cdot 0,8 \cdot 0,9 \cdot 0,3 = 17349 \text{ грн};$$

$ЗП$ - витрати на заробітну плату кранівника

$$ЗП = Z \cdot F_k \cdot K_o = 23 \cdot 2008 \cdot 1,25 = 57730 \text{ грн},$$

де Z - годинна тарифна ставка оператора, грн/год;

K_o - коефіцієнт додаткової заробітної плати, $K_o = 0,25 \cdot 3_{осн}$;

$C_{всп}$ - витрати на допоміжні матеріали, $C_{всп} = 0,2 \cdot C_3$;

C_p - витрати на ремонт і технічне обслуговування.

Використовуючи формулу із [17]:

$$I_1 = 17349 + 57730 + (0,2 \cdot 17349) + 5000 = 83549 \text{ грн};$$

$$I_2 = 17349 + 57730 + (0,2 \cdot 17349) + 5000 = 83549 \text{ грн}.$$

Підставивши всі отримані величини в формулу, отримаємо економічний ефект проєктованого вузла:

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_r &= 217282 \cdot \frac{43373}{43373} \cdot \frac{0,07 + 0,15}{0,07 + 0,15} + \frac{83549 - 83549 - 0,15 \cdot (89000 - 76000)}{0,07 + 0,15} - 203072 = \\ &= 5346,36 \text{ грн}. \end{aligned}$$

Зменшення за потужністю приводу підйому склало:

$$\Delta B = B_2 - B_1 = 43373 - 43373 = 0 \text{ кВт.}$$

Абсолютна ефективність виготовлення проєктованого крана характеризується коефіцієнтом економічної ефективності і періодом (термін) окупності. Коефіцієнт економічної ефективності розраховується як співвідношення між приростом прибутку (зниження собівартості) і капітальними вкладеннями за формулою:

$$E_p = \frac{C_1 - C_2}{K} = \frac{217282 - 203072}{82394} = 0,4$$

Період окупності є зворотним показником коефіцієнту економічної ефективності:

$$T = \frac{1}{E_p} = \frac{1}{0,4} = 2,5 \text{ роки.}$$

Таблиця 5.1 - Техніко-економічні показники проєкту

Показник	Одиниця виміру	Спроєктований кран
Маса вузла	кг	1533
Грудомісткість виготовлення крана	норма- годин	130
Витрати на виготовлення крана	грн	217282
Економічний ефект	грн	5346,36
Термін окупності	років	2,5

ВИСНОВКИ

1. Було проаналізовано літературні джерела. В яких розглянуті питання підвищення надійності крана в цілому і механізму пересування окремо.
2. Запропонована заміна ходових коліс на механізмі пересування крана, в якій зменшиться знос реборд.
3. Після зміни коліс на запропоновані підвищиться надійність механізму, його ремонтпридатність, продовжити міжремонтний цикл, заміна коліс буде відбуватися через 1 рік, менше буде перериватися виробничий цикл.
4. Розглянуті питання охорони праці при роботі крану, в цивільній обороні розрахована стійкість об'єкту в разі вибуху, розрахована електрична, економічна частина.

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ ЕВСБДМ НАНУ 2025 Р

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. **Підйомно-транспортні машини** : навчальний посібник / О.М. Єфименко, О.Г. Богатов, С.В. Мінка. – Харків : ХНАДУ, 2019. – 356 с.
2. **Мостові та козлові крани** : навчальний посібник / І.М. Шевченко, В.М. Кравченко. – Київ : Центр учбової літератури, 2017. – 344 с.
3. **Проектування вантажопідіймальних машин** : навчальний посібник / В.А. Поліщук, І.М. Шевченко. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – 332 с.
4. **Металоконструкції вантажопідіймальних машин** : навчальний посібник / О.С. Марченко, Д.О. Литвиненко. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 288 с.
5. **Механізми пересування вантажопідіймальних машин** : навчальний посібник / Ю.П. Петренко, О.Г. Богатов. – Харків : ХНАДУ, 2018. – 296 с.
6. **Ходові колеса мостових кранів та підкранові рейки** : навчальний посібник / М.М. Гнатюк, О.В. Савченко. – Львів : Львівська політехніка, 2019. – 242 с.
7. **Динаміка підйомно-транспортних машин** : навчальний посібник / О.В. Савченко, М.М. Гнатюк. – Львів : Львівська політехніка, 2018. – 272 с.
8. **Надійність та довговічність машин** : навчальний посібник / О.М. Єфименко, С.В. Мінка. – Харків : ХНАДУ, 2020. – 228 с.
9. **Знос і змащування деталей машин** : навчальний посібник / В.В. Ковальчук, О.П. Климчук. – Тернопіль : ТНТУ ім. І. Пулюя, 2016. – 214 с.
10. **Проектування деталей машин** : навчальний посібник / В.В. Паламарчук, Ю.П. Петренко. – Київ : Ліра-К, 2019. – 368 с.
11. **Експлуатація та ремонт вантажопідіймальних кранів** : навчальний посібник / Л.В. Коваленко, М.М. Гнатюк. – Львів : Львівська політехніка, 2016. – 244 с.
12. **Охорона праці у вантажопідіймальних машинах** : навчальний посібник / М.О. Климчук, В.І. Панасюк. – Тернопіль : ТНТУ ім. І. Пулюя, 2019. – 214 с.

13. **Безпека життєдіяльності та охорона праці** : навчальний посібник / Ю.В. Буц, О.І. Богатов, О.Г. Зима, О.В. Крайнюк, С.В. Мінка. – Харків : ХНЕУ ім. Семе́на Кузне́ця, 2020. – У 2 ч. Ч. 2. – 178 с.

14. **ДСТУ EN 13001-1:2019** Крани. Загальні вимоги до розрахунку. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.

15. **ДСТУ EN 13001-2:2019** Крани. Навантаження. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.

16. **ДСТУ EN 13001-3-1:2019** Крани. Граничні стани та перевірка металоконструкцій. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.

17. **ДСТУ ISO 12100:2019** Безпечність машин. Загальні принципи проектування. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019.

18. **Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів**. – Київ : Міністерство соціальної політики України, 2021.

19. **Підкранові рейкові шляхи та їх експлуатація** : навчальний посібник / В.П. Балашов, О.В. Григоров. – Київ : Центр учбової літератури, 2017. – 198 с.

20. **Методичні рекомендації до виконання кваліфікаційних робіт для здобувачів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»**. – Харків : ХНАДУ, 2024. – 52 с.

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ ЕВЕРСБІМ ХНАДУ 2025 Р

РЕПОЗИТАРІЙ КАФЕДРИ ЕВСЬДМ ХНАДУ 2025 Р