

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
**Національний університет «Запорізька політехніка»**

Машинобудівний

(назва факультету, інституту, факультету)

Деталі машин та ТТМ

(назва найменування кафедр)

**Пояснювальна записка**

до дипломного проєкту (роботи)

Батюков

(імя та по батьку)

на тему Кран мостовий однопоточний Q = 50т

Виконав: студент(ка) IV курсу, групи М-319

Спеціальності 133 Інженер-машинобудівник

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Транспортно-машинні машини та механізми

(назва спеціалізації)

Керівник Попов В. П.

(підпис та посада)

Рецензент

(підпис та посада)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
**Національний університет «Запорізька політехніка»**  
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний  
 Кафедра Деталі машин та НТТМ  
 Ступінь вищої освіти Бакалавр  
 Спеціальність 133 Інженер-машинобудівник  
(код спеціалізації)  
 Освітня програма (спеціалізація) Підприємство-транспортні машини та механізми  
(назва освітньої програми (спеціалізації))









**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри \_\_\_\_\_

« \_\_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 20 \_\_\_\_ року

**ЗАВДАННЯ**  
**НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)**

- Іванів Олег Ігоревич  
(прізвище, ім'я, по батькові)
1. Тема проєкту (роботи) Кран мостовий однобалковий Q=50т.
- керівник проєкту (роботи) Судняк О.Н. К.П.Н. Додаток  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
- затвержені наказом закладу вищої освіти від « 14 » Вересня 20 23 року № 59
2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 02.06.2023
3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Кран мостовий однобалковий вик-  
 тримний вагтовий підйомністю 50 тонн призначений для  
 виконання підйомно-транспортної операції технологічного  
 характеру на ділянці промислового цеху заводу „Запорізькран“.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Опис вазової машини  
 2. Розрахунок металургій крана  
 3. Перевірочна розрахунок металоконструкції  
 4. Висновки
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)  
Лист один формат А1- загальний вид, лист два формат А1-  
 металургій головного підйому, лист три формат А1- метал-  
 ургій пересувальна ланка, лист чотири формат А1- метал-  
 ургій пересувальна крана, лист п'ять формат А1- металоконструкції
6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	приймав виконане завдання
1	Дудков О.М. Фраєв І.О.		
2	Дудков О.М. Фраєв І.О.		
3	Дудков О.М. Фраєв І.О.		
4	Дудков О.М. Фраєв І.О.		

7. Дата видачі завдання « 14 » березня 2023 року.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Опис робочої машини	19.03.2023	
2	Запроєктування механізмів крана	26.04.2023	
3	Порівняльний розрахунок металоконструкції	20.05.2023	
4	Висновок	02.06.2023	

Студент

  
(підпис)

Літвинюк О.І.  
(прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)

  
(підпис)

Дудков О.М.  
(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

ПЗ: 101 с., 26 рис., 17 табл., 18 джерел.

Об'єкт дослідження – електричний мостовий однобалковий кран.

Ціль роботи – виконати проект реконструкції електричного мостового однобалкового крана вантажопідйомністю 50/10 т.

Методи дослідження – статичний, метод економічного порівняння.

Дипломна робота шляхом розрахунків доводить доцільність проведення реконструкції мостового крана.

Доцільність реконструкції розглянутого крана економічно обґрунтована. Строк окупності проекту становить 6 місяців, а економічний ефект від модернізації становить 116 тис. грн. на рік.

Отже, реконструкція крана є можливою й економічно ефективною в порівнянні з існуючими варіантами виконання кранів.

КРАН, КАНАТ, БЛОК, ПІДВІСКА, ОСЬ, ПІДВІСКА, НАПРУЖЕННЯ, ПІДШИПНИК, ДВИГУН, РЕДУКТОР, ГАЛЬМО, МУФТА, ШКІВ, ВІЗОК, БУКСА, ОПІР ПЕРЕСУВАННЮ.

## ЗМІСТ

Реферат	4
Зміст	5
Вступ	8
1. Опис машини	16
2. Розрахунок механізмів крана	21
2.1. Механізм головного підйому	21
2.1.1. Вибір кінематичної схеми механізму	21
2.1.2 Вибір схеми й кратності поліспасти	22
2.1.3. Вибір вантажного канату	23
2.1.4. Розрахунок шпильок кріплення канату до барабана	24
2.1.5. Розрахунок розмірів блоків і барабана	25
2.1.6. Розрахунок елементів гакової підвіски	26
2.1.7. Розрахунок потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрівання	37
2.1.8. Вибір редуктора, визначення розмірів барабана	38
2.1.8.1. Розрахунок стінки барабана на міцність	40
2.1.8.2. Розрахунки осі барабана	42
2.1.8.3. Вибір і розрахунок підшипників для барабана	44
2.1.8.4. Розрахунок болтів кріплення зубчастого вінця	46
2.1.9. Розрахунок й вибір гальма	47
2.1.10. Вибір муфти	48
2.1.11. Перевірка двигуна за часом пуску	49
2.2. Механізм пересування візка	51
2.2.1. Вибір кінематичної схеми механізму	51
2.2.2. Визначення мінімального і максимального тиску на колеса візка	51

2.2.3. Вибір опорних коліс, котків і підтримувальних роликів візка	54
2.2.4. Визначення опору пересуванню візка	58
2.2.5. Визначення необхідної потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрівання	59
2.2.6. Вибір редуктора	61
2.2.7. Вибір гальма	62
2.2.8. Перевірка обраного гальма за часом уповільнення ненавантаженого візка	63
2.2.9. Вибір муфт	64
2.2.10. Перевірка двигуна за часом розгону й запасу зчеплення коліс із рейкою	66
2.3. Механізм пересування крана	68
2.3.1. Вибір кінематичної схеми механізму	68
2.3.2. Визначення мінімального й максимального тиску на колесо крана	68
2.3.3. Вибір коліс крана	70
2.3.4. Визначення опору пересуванню крана	71
2.3.5. Визначення необхідної потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрівання	73
2.3.6. Вибір редуктора	74
2.3.7. Вибір гальма	75
2.3.8. Перевірка обраного гальма за часом гальмування ненавантаженого крана	77
2.3.9. Перевірка двигуна за часом розгону й запасу зчеплення коліс із рейкою	78
3. Перевірочний розрахунок металоконструкції	80
3.1. Перевірочний розрахунок головної балки	80
3.1.1. Визначення матеріалу та допустимих напружень	80
3.1.2. Визначення розрахункових навантажень	80

3.1.3. Складання розрахункової схеми	84
3.1.4. Визначення внутрішніх силових факторів	84
3.1.5. Побудова поперечного перерізу балки. Визначення його геометричних характеристик	85
3.1.6. Перевірочний розрахунок балки	87
3.2. Перевірочний розрахунок кінцевих балок	91
3.2.1. Складання розрахункової схеми	91
3.2.2. Визначення внутрішніх силових факторів	92
3.2.3. Побудова поперечного перерізу балки. Визначення його геометричних характеристик	94
Висновки	99
Перелік посилань	100

## ВСТУП

Технологічний процес будь-якого виробництва нерозривно пов'язаний з переміщенням величезної кількості вантажів, починаючи від подачі сировини до видачі готової продукції, у здійсненні вантажних потоків на підприємствах і комплексної механізації процесів праці основну роль відіграють системи підйомно-транспортних машин і устаткування. На 1 т продукції, що випускається, у різних виробництвах потрібно 10...100 т сировини, яка транспортується й складається різними комплексами підйомно-транспортної техніки.

Вантажопідйомні машини призначені для підйому, переміщення й подачі вантажу в необхідне місце, що обслуговується машиною. Вони обслуговують виробничі процеси в цехах заводів і на будівельних об'єктах, установлюють і монтують промислове устаткування, виконують вантажно-розвантажувальні роботи на складах і є складовою частиною комплексної механізації виробничих процесів у всіх галузях народного господарства. На сучасних підприємствах системи піднімальних машин часто є органічно зв'язаною, невід'ємною частиною технологічного устаткування, що забезпечує нормальну безперебійну роботу виробництва. У галузях народного господарства перебуває в експлуатації понад 100 тис. стрілових і десятки тисяч мостових і інших типів кранів.

*Класифікація вантажопідйомних машин.* Існує багато типів вантажопідйомних машин, конструкції яких залежать від виду вантажу, умов застосування й ступені складності. До складу піднімальної машини може входити кілька робочих механізмів — підйому вантажу, пересування й повороту крана, зміни вильоту гака. Вони можуть бути в різних комбінаціях, однак у всіх вантажопідйомних машинах є механізм підйому. Головною класифікаційною ознакою машин є спільність конструкцій і методів їх розрахунків. Основні типи

вантажопідйомних машин залежно від призначення, області застосування й виконуваної функції: 1) піднімальні механізми; 2) крани; 3) підйомники; 4) промислові роботи.

*Спеціальні крани* призначені для виконання підйомно-транспортних або технологічних операцій, наприклад, перевантаження великотоннажних контейнерів, установки вантажів у гнізда стелажного складу, для транспортування розплавленого або розпеченого металу, вибухових або вогнебезпечних речовин, роздягання мартенівських злитків і т.д.

Спеціальні крани *по конструкції* можна умовно розділити на крани мостового й стрілового типів.

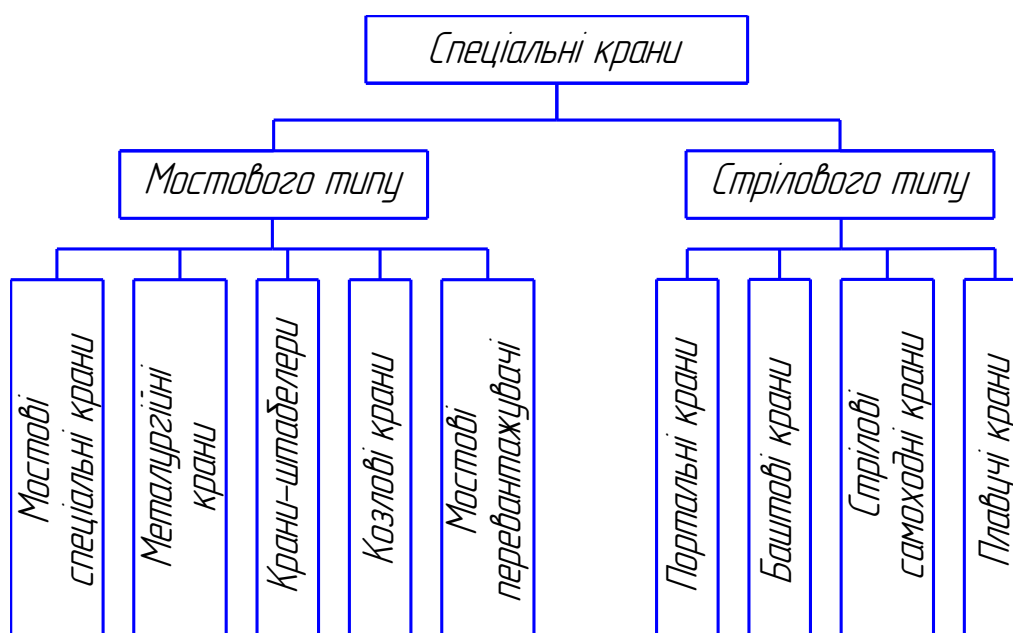


Рисунок В.1 - Класифікація спеціальних кранів

До спеціальних кранів мостового типу відносять мостові, козлові, напівкозлові, з несучими канатами, кабельні й мосто-кабельні крани, крани-штабелери, мостові перевантажувачі.

На електричних кранах установлюють електродвигуни, пускові й регульовальні опори, гальмові електромагніти, контролери, захисну, пускорегулюючу, сигнальну, блокувальну й освітлювальну апаратуру, кінцеві вимикачі, струмознімачі. Струм на кран подається або через тролейні провідники, нерухомо закріплені на будівельних конструкціях, і струмознімачі, закріплені на крані, або за допомогою гнучкого шлангового кабелю. Електродвигуни, апарати й електропроводку кранів монтують у виконанні, відповідному до умов навколишнього середовища.

Залежно від виду вантажів, що транспортуються, на мостових кранах використовують різне вантажозахватне обладнання: гаки, магніти, грейфери, кліщі й т.п. У зв'язку із цим розрізняють крани крюкові, магнітні, грейферні, кліщові й т.п. Найбільше поширення одержали крани із крюковою підвіскою або з піднімальним електромагнітом, що служить для транспортування сталевих аркушів, стружки й інших феромагнітних матеріалів.

У всіх типів кранів основними механізмами для переміщення вантажів є піднімальні лебідки й механізми пересування.

По вантажопідйомності мостові крани умовно розділяють на малі (маса вантажу 5-10 т.), середні (10-25 т.) і великі ( понад 50 т.).

Переміщення вантажів, пов'язано з вантажопідйомними операціями, у всіх галузях народного господарства, на транспорті й у будівництві здійснюється різноманітними вантажопідйомними машинами.

Вантажопідйомні машини служать для вантажно-розвантажувальних робіт, переміщення вантажів у технологічному ланцюзі виробництва або будівництва й виконання ремонтно-монтажних робіт з великогабаритними агрегатами. Вантажопідйомні машини з електричними приводами мають надзвичайно широкий діапазон використання, що характеризується інтервалом потужностей

приводів від сотень ватів до 1000кВт. У перспективі потужності кранових механізмів може дійти до 1500 – 2500 кВт.

Мостові крани залежно від призначення й характеру виконуваної роботи забезпечують різними вантажозахватними пристроями: гаками, грейферами, спеціальними захопленнями й т.п. Мостовий кран досить зручний для використання, тому що завдяки переміщенню по кранових шляхах, розташованих у верхній частині цеху, він не займає корисної площі.

У цей час вантажопідйомні машини випускаються більшим числом заводів. Ці машини використовуються в багатьох галузях народного господарства в металургії, будівництві, при видобутку корисних копалин, машинобудуванні, транспорті, і в інших галузях.

Мостові крани використовуються в навантажувально-розвантажувальних і монтажних роботах усередині промислових приміщень заводів і складських приміщеннях, але також можливе використання мостових кранів і поза приміщеннями. Стандартною робочою температурою навколишнього середовища для роботи мостових кранів вважається температура  $-40\dots+40$  градусів за Цельсієм; такі крани можна використовувати навіть в регіонах з підвищеною небезпекою землетрусу (опорні конструкції спеціально сконструйованих кранів здатні витримувати сейсмоактивність навіть до восьми балів) і поряд з джерелами вибухонебезпеки.

Метою дипломної роботи є розрахунок механізмів мостового крану вантажопідйомністю 16 т (для основного підйому) та 3,2 т (для допоміжного підйому), вибір редукторів, двигунів та гальм для всіх елементів конструкції.

### *Переваги однобалкових кранів*

Мостовим краном називається вантажопідйомна машина, що пересувається по рейках на деякій відстані від землі (підлоги), що й

забезпечує переміщення вантажу в три взаємно перпендикулярних напрямках. Мостові крани є одним з найпоширеніших засобів механізації різних виробництв, вантажно-розвантажувальних і складських робіт. Переміщаючись по коліях, розташованих над землею, вони не займають корисної площі цеху або складу, забезпечуючи в той же час обслуговування практично будь-якої їхньої точки.

До мостових кранів загального призначення відносяться крани, що призначають для роботи з різноманітними вантажами, що й мають у якості вантажозахватних органів вантажні гаки. Іноді ці крани, на відміну від кранів, забезпечених спеціальними вантажозахватними обладнаннями (грейферами, магнітами і т.д.), називають гаковими кранами, які згідно зі статистичними дослідженнями становлять близько 2/3 усіх експлуатованих мостових кранів. Штучні вантажі, що призначають для підйому й переміщення таким краном, навішують на гак за допомогою стропів (канатних, ланцюгових) або різних спеціальних захватів.

Досить часто мостові крани використовуються у виробництві для перевантаження сипких речовин і навіть для переміщення мас розплавленого металу, для чого в ковші застосовується ізоляційна система потрібної міцності. Мостові вантажопідйомні крани є досить-таки відкритою для змін конструкцією, що дозволяє модернізувати і спеціалізувати кран, встановлюючи додаткові елементи і механізми: спеціальні магнітні замки для транспортування металів, вантажозахватні кліщі і грейфери, а також датчики-обмежувачі для додання безпеці вантажопідйому і кондиціонери.

Взагалі, мостові крани мають щонайширший спектр можливих конструкцій: існують і мостові двохбалочні крани, і навіть мостові однобалкові. Наприклад, двохбалочні можуть комплектуватися декількома візками, магнітними і кліщовими захопленнями. Мостові однобалочні крани (підвісні і опорні) зазвичай виготовляються для

умов, що вимагають високої стійкості, наприклад, на вибухонебезпечних ділянках робіт.

На рис. В.2 показаний однобалковий кран вантажопідйомністю 50/10 т («Енергомонтажпроект») з консольним візком із приводними колесами. Механізми головного й допоміжного підйому змонтовані на кінцевих балках моста. Установка на візку тільки верхніх блоків дозволяє зменшити висоту крана, а консольне розташування блоків — обслуговувати додаткову площу з торцевої сторони будинку.

Мостові крани загального призначення використовують також у складальних цехах (у якості монтажних), у машинних залах, у котельнях і димососних відділеннях електростанцій. При роботі на відкритім повітрі (склади, контейнерні майданчики і т.д.) Вони переміщуються по шляхах, покладених на спеціальних естакадах

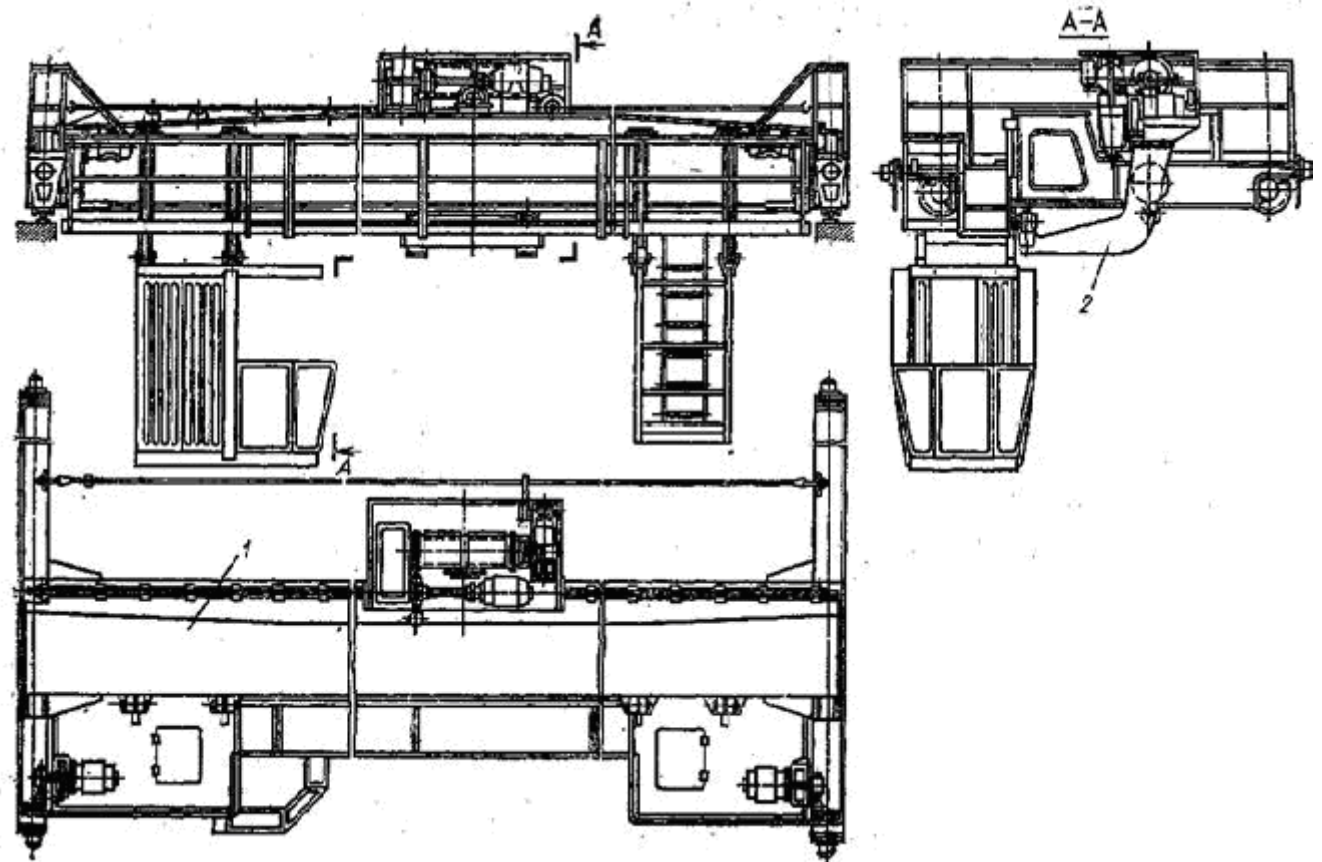


Рисунок В.2. – Однобалковий кран



Рисунок В.3 – Кран з опорним й консольним візками

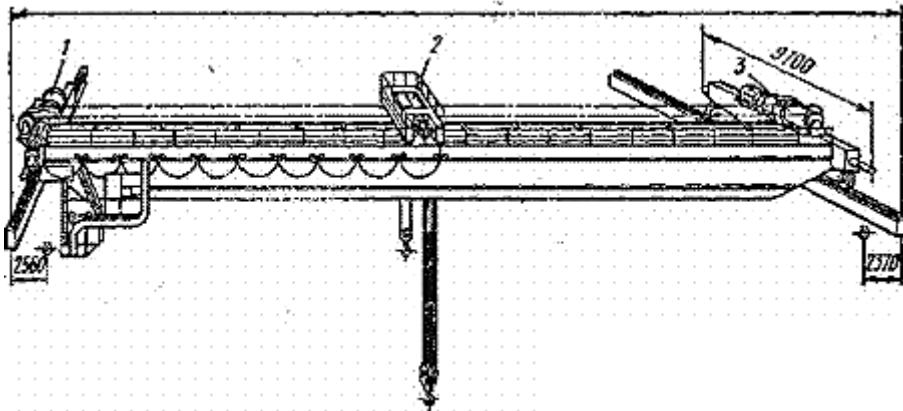


Рисунок В.4 – Однобалковий кран зі стаціонарними механізмами підйому

Маса крана визначає не тільки його вартість, але й капіталовкладення на спорудження будинку або естакади, оскільки необхідно застосовувати будівельні конструкції (колони, балки) відповідних розмірів. У цьому плані певну перевагу мають однобалкові крани, у яких маса на 10-30% (залежно від прольоту) менше, чим у двобалкових.

Вертикальний габарит крана визначає висоту, а отже, і вартість частини спорудження, розташованої вище підкранових колій.

При визначенні можливості зниження маси крана більшу роль відіграють статистичні матеріали, що стосуються як величини навантажень і режимів роботи, так і міцності елементів металоконструкцій і механізмів. Це, у свою чергу, дозволяє уточнити

фактично діючі навантаження й методи міцнісного розрахунків. Оскільки вартість напівфабрикатів, покупних виробів і матеріалів становить від 60 до 84% повної вартості крана, важливими при оцінці технологічності конструкцій є показники маси, вартості матеріалів і коефіцієнт їх використання, обумовлений кількістю відходів. При виробництві мостових кранів цей коефіцієнт поки не перевищує 0,7.

Однбалкові мостові крани з електричним приводом розділяються на опорні і підвісні. Вантажопідйомність опорних кранів – 5 т, проліт – 25.5 м. Вантажопідйомність однбалкових підвісних мостових кранів – 5 т., проліт – 34.8 м. Крани вантажопідйомністю до 5 т обладналися електроталями, керованими з підлоги: на кранах більшої вантажопідйомності встановлюються звичайні механізми підйому мостових кранів опорної конструкції і управляються з нерухомої або рухомої кабіни. Швидкість пересування кранів, керованих з підлоги, не перевищує 0.53 м/с : швидкість пересування кранів, керованих з кабіни, досягає 1м/с.

Як несучу балку однбалкових кранів підвісної конструкції застосовують, як правило, двотавр. У необхідних випадках несучу балку підсилюють вертикальною шпренгельною конструкцією і горизонтальною фермою. Балки підвішують до ходових кареток, які переміщаються по тих, що підкрановим двотавровим направляють. Половина опорних кареток – приводні. Стиковку несучих балок сусідніх прольотів здійснюють за допомогою спеціальних замків, що запобігають переходу візка на сусідній політ при відкритому замку. Підвісні мостові крани істотно легші за опорні мостові крани тієї ж вантажопідйомності. До того ж вони дозволяють використовувати практично всю корисну площу виробничого приміщення.

## 1. ОПИС БАЗОВОЇ МАШИНИ

Кран мостовий однобалковий електричний вантажопідйомністю 50/10 тонн призначений для виконання підйомно-транспортних операцій технологічного характеру на ділянці механічного цеху заводу «Запоріжкран». Також, якщо буде, потреба кран застосовується в якості монтажного при встановленні, заміні, ремонті й обслуговуванні устаткування й споруджень цеху.

### 1.1. Умови експлуатації

Місце установки крана	В приміщенні
Максимальна температура повітря	+ 36 °С
Мінімальна температура повітря	- 15 °С
Кліматичне виконання за ГОСТ 15150-69	У2
Відхилення параметрів призначення, %	±10

### 1.2. Технічні характеристики

Група класифікації крана за ISO 4301/1	A5 (середній)
Рід струму; частота, Гц; напруга, В	змінний; 50; 380
Керування краном	з кабіни
Підведення живлення:	
до крана	тролейний
до візка	гнучкий кабель
Вантажопідйомність, т:	
головного підйому	50
допоміжного підйому	10

## Висота підйому, м:

головного	17
допоміжного	18

## Швидкість підйому, м/с:

головного	0,1
допоміжного	0,34

## Швидкість пересування, м/с:

крана	1,12
візка	0,76

## База, м:

крана	6,0
візка	3,98

## Колія, м:

крана	22,5
візка	1,6

## Тип шляху:

під кран	рейка КР 80 ГОСТ 4121-96
під візок	рейка Р 43 ГОСТ 6726-53

**1.3. Склад виробу**

Основними вузлами крана є: металоконструкція крана, візок, механізм пересування крана, кабіна закрита та електроустаткування.

Металоконструкція крана являє собою зварену коробчасту конструкцію, яка складається із однієї головної балки, закріпленої на двох кінцевих балках, кожна з яких у свою чергу опирається на два ходові колеса. Металоконструкція крана оснащена поруччям, майданчиками, сходами для вільного й безпечного доступу в кабіну

керування й до місць огляду й технічного обслуговування механізмів крана. На візку встановлені механізми підйому, механізм пересування візка й система зрівняльних блоків. Для забезпечення необхідної міцності і жорсткості ширина головної балки має суттєво більшу величину в порівнянні із головними балками двобалкових мостів. Відстані від головної осі головної балки до опорних коліс крана підібрані таким чином, щоб забезпечувати рівне навантаження на колеса при роботі.

Візок крана має консольну конструкцію з винесеними вбік від головної балки механізмами підйому. Така конструкція моста має меншу масу за рахунок використання тільки однієї головної балки, а також забезпечує близький підхід гаків до стіни в крайньому положенні крана.

Кожен механізм підйому складається із зварного канатного барабану з подвійною нарізкою й одношаровою навивкою канату, гакової підвіски нормальної конструкції, системи зрівняльних блоків і привода. Крутний момент на барабан передається від кранового електродвигуна змінного струму через проміжні вали із зубчастими напівмуфтами на кожному й через двоступінчасті циліндричні редуктори.

Механізми підйому оснащені гальмами, установленими на швидкохідних валах редукторів.

Гаківі підвіски складаються з канатних блоків, встановлених на одній осі. Вантажозахватним органом підвісок є гак за ГОСТ 6627-74.

Механізм пересування візка складається із двох опорних коліс, і двох підтримуючих візків. Підтримуючий візок має 4 котки, що опираються на полки двотаврової монорейки. Колеса візка – дворобордні – опираються на стандартну кранову рейку за ГОСТ 4121-96. Крутний момент від асинхронного електродвигуна (серія МТФ)

через пружну втулково-пальцеву муфту й вертикальний крановий триступінчастий редуктор передається на вал приводного колеса.

На швидкохідному валу редуктора встановлене гальмо з електрогідравлічним штовхачем (серія ТКГ).

Механізм пересування крана складається з 4 опорних коліс, два з яких є приводними (і гальмівними відповідно). Привод крана – індивідуальний, тобто для кожного із приводних коліс встановлений свій електродвигун, редуктор і гальмо. Момент від двигуна через зубчасту муфту передається редуктору. Редуктор кріпиться за допомогою болтів до рами привода механізму пересування крана. Від тихохідного вала редуктора за допомогою промвала рух передається на колесо.

На швидкохідному валу редуктора встановлене гальмо. Гальмівний момент на механізмах пересування крана і візка розрахований таким чином, щоб забезпечувати необхідне уповільнення при гальмування з вантажем, і одночасно не допускати виникнення юзу коліс по рейках при гальмуванні порожнього крана або візка.

Для попередження потрапляння під колеса сторонніх предметів ходові колеса забезпечені метельниками.

Керування краном ведеться з кабіни крановика, розташованої на головній балці металоконструкції.

Електроживлення підводить до вантажного візка гнучким кабелем, а до крана – тролейним токопідводом.

На крані встановлені кінцеві вимикачі для обмеження висоти при підйомі й опусканні вантажу, для обмеження пересування візка й самого крана. Для гасіння енергії удару в кінцеві упори при виникненні позаштатної ситуації на кінцевих балках крана й на вантажному візку встановлені пристрої, що демпфують – буфери.

Після переоснащення й внесення змін у технологічний процес виникла необхідність у реконструкції кранів на розглянутій ділянці.

Таблиця 1.1 – Параметри крана до й після реконструкції

Параметр	До реконструкції	Після реконструкції
Вантажопідйомність, т:		
- головного підйому	50	55
- допоміжного підйому	10	10
Проліт крана, м	22,5	22,5
Швидкість, м/с:		
- головного підйому	0,1	0,1
- пересування візка	0,76	0,76
- пересування крана	1,12	1,12
Рід струму	Змінний	Змінний
номінальна напруга, В	380	380

## 2. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ КРАНА

### 2.1. МЕХАНІЗМ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ

Вихідні дані:

Вантажопідйомність $Q_{ГД}$ , т	55
Висота підйому $H_{ГД}$ , м	17
Швидкість підйому $v_{П}^{ГД}$ , м/с	0,11
Група класифікації за ІСО 4301/1	M5

#### 2.1.1. Вибір кінематичної схеми механізму

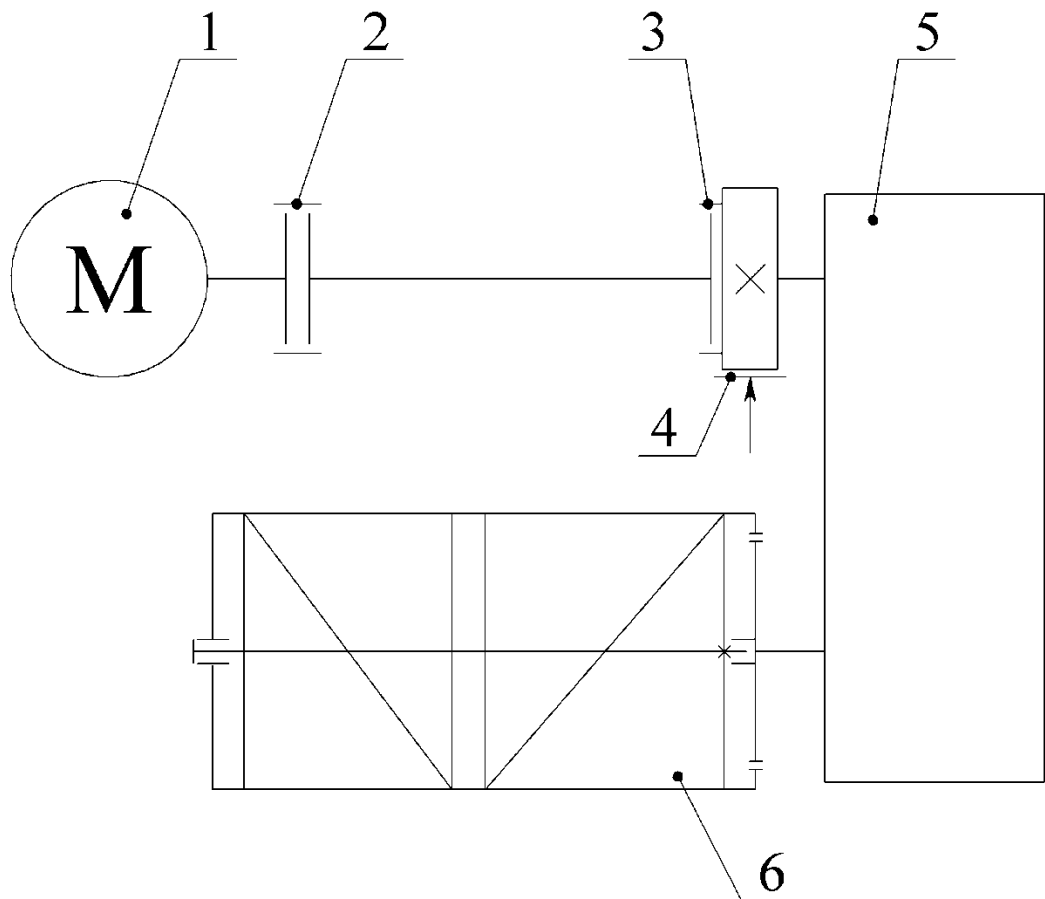


Рисунок 2.1 – Кінематична схема механізму головного підйому

1 – електродвигун; 2 – муфта зубчаста; 3 – напівмуфта зубчаста; 4 – гальмо;

5 – редуктор; 6 – барабан канатний.

### 2.1.2 Вибір схеми й кратності поліспада

Виходячи із заданої вантажопідйомності, вибираємо здвоєний поліспаст кратністю  $i_{\Pi} = 5$ . Схема даного поліспада показана на рис. 2.2.

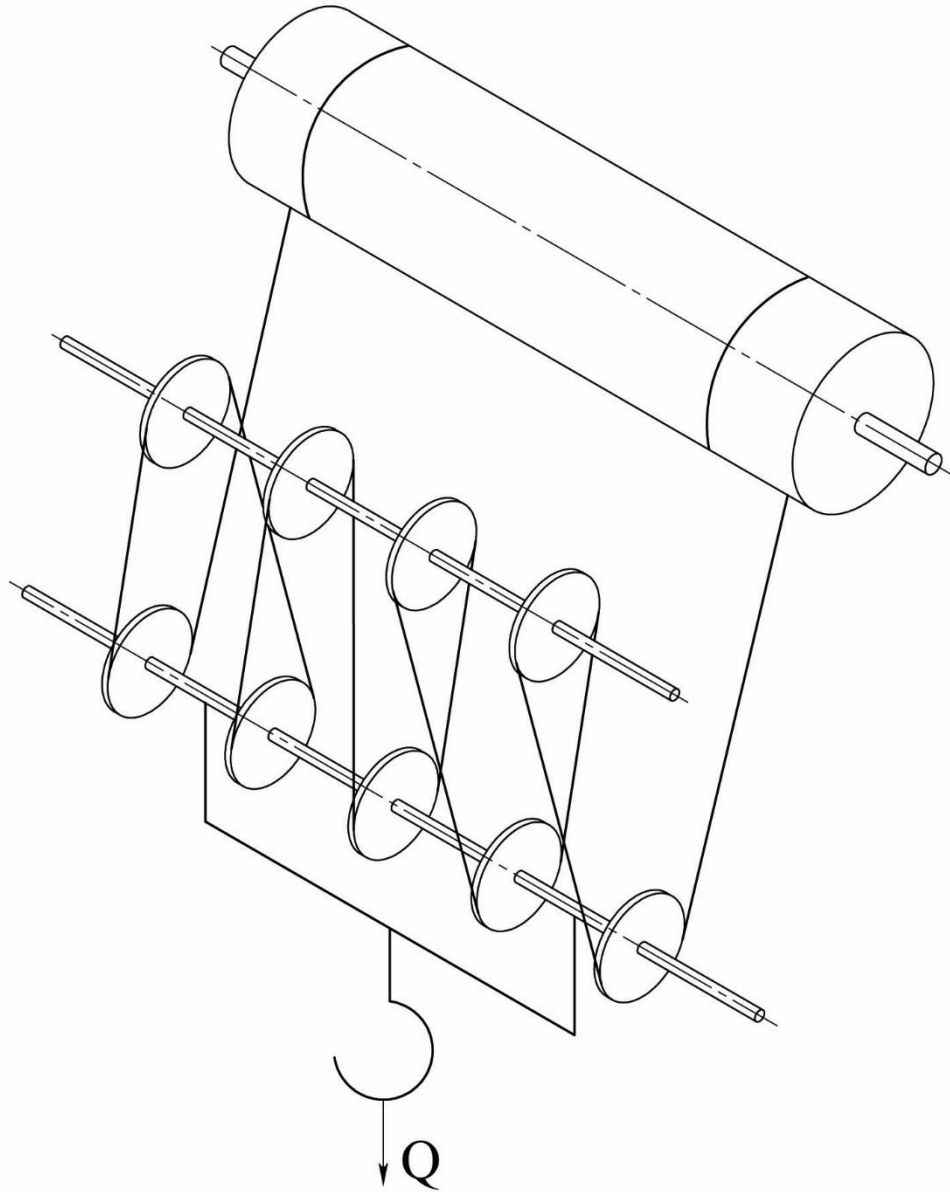


Рисунок 2.2 – Схема запсування канату головного підйому

Кількість блоків підвіски  $n = 5$ ;

кількість блоків зрівняльних  $m = 4$ ;

кількість гілок канату, що намотуються на барабан  $a = 2$ ;

Розрахунки ККД поліспасти:

$$\eta_{\Pi} = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_{\Pi}-1}}{i_{\Pi}} = \frac{1 + 0.98 + 0.98^2 + 0.98^3 + 0.98^4}{5} = 0.96; \quad (2.1)$$

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

### 2.1.3. Вибір вантажного канату

Згідно із НПАОП 0.00-1.01-07 «ПУБЕВК» канат вибираємо за розривним зусиллям.

Визначаємо розривне зусилля каната, Н:

$$F_{\text{разр}} = Z_p \cdot F_{\text{max}} \leq [F]_{\text{ГОСТ}} = 4.5 \cdot 57225 = 257513 \text{ Н}; \quad (2.2)$$

де  $Z_p$  – коефіцієнт використання канату, для режиму роботи крана М5 згідно [14]  $Z_p=4,5$ ;

$F_{\text{max}}$  – найбільше зусилля в канаті, Н;

$$F_{\text{max}} = \frac{9810 \cdot (Q_{\text{ГЛ}} + G_{\Pi})}{a \cdot i_{\Pi} \cdot \eta_{\Pi}} = \frac{9810 \cdot (55 + 1.0)}{2.5 \cdot 0.96} = 57225 \text{ Н}; \quad (2.3)$$

де  $G_{\Pi}$  – маса гакової підвіски, т;

$$G_{\Pi} = (0.02 \dots 0.03) \cdot Q_{\text{ГЛ}} = (0.02 \dots 0.03) \cdot 55 = 1.1 \dots 1.65 \text{ т}; \quad (2.4)$$

Приймаємо масу підвіски  $G_{\Pi}=1,0$  т.

Згідно [4] вибираємо сталевий канат подвійної звивки типу ЛК-Р конструкції 6x19 (1+6+6+6) + 1 о.с. (табл. 1.1) з умовним позначенням:

Канат 24 – Г – В – Н – 1770 ГОСТ 2688-80

Таблиця 2.1 – Параметри канату

Параметр	Значення
Діаметр канату, мм	24
Маркувальна група, МПа	1770
Розрахункова площа перетину, мм <sup>2</sup>	215
Розрахункова маса 1000 м канату, кг	2110
Розрахункове розривне зусилля, кН	314

#### 2.1.4. Розрахунок шпильок кріплення канату до барабана

Для кріплення канату до барабана використовуємо нормалізовані планки з отворами під шпильки [13].

Визначаємо зусилля, що діє на канат у місці закріплення, Н:

$$F_{кр} = \frac{F_{max}}{e^{f \cdot \alpha}} = \frac{57225}{2,72^{0,16 \cdot 3 \cdot \pi}} = 15498 \text{ Н}; \quad (2.5)$$

де  $e$  – основа натурального логарифма,  $e=2,72$ ;

$f$  – коефіцієнт тертя між канатом і барабаном,  $f=0,16$ ;

$\alpha$  – кут обхвату барабану витками, що не змотуються, згідно

«Правилам...»  $\alpha=3\pi$ .

Визначимо необхідне число шпильок кріплення канату до барабана:

$$Z = \frac{3 \cdot F_{кр}}{d_1^2 \cdot [\sigma]_p} = \frac{3 \cdot 15498}{(20,319 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 55 \cdot 10^6} = 2,05; \quad (2.6)$$

де  $d_1$  – внутрішній діаметр різі шпильки,  $d_1=20,319$  мм (М24);

$[\sigma]_p$  – допустиме напруження розтягання, для шпильок зі сталі Ст3

$[\sigma]_p=55$  МПа;

Остаточно приймаємо  $Z = 3$ .

### 2.1.5. Розрахунок розмірів блоків і барабана

Визначимо мінімально допустимий діаметр барабана по середній лінії навитого канату, мм:

$$D_{\text{бар min}} = h_1 \cdot d_k = 18 \cdot 24 = 432 \text{ мм}; \quad (2.7)$$

де  $d_k$  – діаметр канату,  $d_k=24$  мм;

$h_1$  – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи, для барабана при режимі М5 згідно [14],  $h=18$ .

Попередньо приймаємо  $D_{\text{бар}}=434$  мм.

Визначимо мінімально допустимий діаметр блоку по середній лінії навитого канату, мм:

$$D_{\text{бл min}} = h_2 \cdot d_k = 20 \cdot 24 = 480 \text{ мм}; \quad (2.8)$$

де  $h_2$  – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи, для блоку при режимі М5 згідно [14],  $h=20$ .

Остаточню приймаємо  $D_{\text{бл}}=484$  мм.

Визначимо мінімально допустимий діаметр відхиляючих і зрівняльних блоків по середній лінії навитого канату, мм:

$$D_{\text{ур бл min}} = h_3 \cdot d_k = 14 \cdot 24 = 336 \text{ мм}; \quad (2.9)$$

де  $h_3$  – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи, для зрівняльного блоку при режимі М5 згідно [14],  $h=14$ .

Остаточню приймаємо  $D_{\text{ур бл}} = 484$  мм з метою уніфікації типорозмірів блоків.

Виходячи з діаметра канату згідно [17] вибираємо профіль канавки канатного блоку (рис. 2.3) с такими основними розмірами (табл. 2.2).

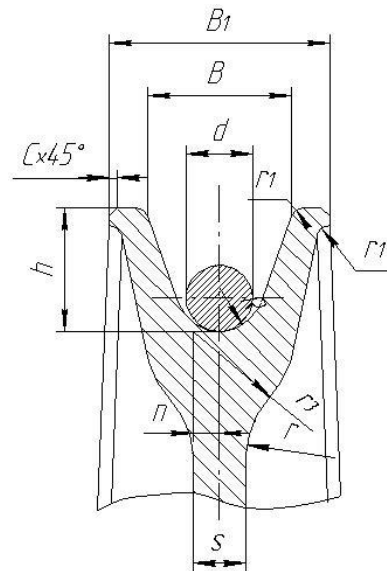


Рисунок 2.3 – Профіль канавки канатного блоку

Таблиця 2.2 – Основні розміри профілю канавки канатного блоку.

Параметр	Розміри, мм									
	d	R	B	B <sub>1</sub>	h	r	r <sub>1</sub>	r <sub>3</sub>	C	S
Значення	21	12,5	45	65	36	25	4	25	1,5	16

### 2.1.6. Розрахунок елементів гакової підвіски

#### *Вибір гака*

Гак вибираємо за номінальною вантажопідйомністю  $Q_{\text{гл}}=55$  т і групою режиму роботи – М5. Згідно [17] вибираємо заготовку кованого однорогого гака №23 тип А з умовним позначенням:

Заготовка гака 23А-1 ГОСТ 6627-74

Висота гайки гака повинна приблизно дорівнювати довжині різі хвостовика гака, зовнішній діаметр гайки дорівнює зовнішньому діаметру упорного підшипника. Остаточні розміри гайки гака визначають після ескізного компонування гакової підвіски.

#### *Вибір упорного підшипника.*

Упорний підшипник гака вибирається по статичній вантажопідйомності й діаметру шийки гака. На динамічну вантажопідйомність підшипник не перевіряють, тому що гак робить незначний коливальний рух.

Визначимо необхідну статичну вантажопідйомність підшипника, Н [15]:

$$C_0 = 1,2 \cdot g \cdot 10^3 (Q_{ГЛ} + G_{п}) \quad (2.10)$$

$$C_0 = 1,2 \cdot 9810 \cdot (55 + 1,0) = 659232 \text{ Н}$$

Згідно [12] вибираємо підшипник кульковий однорядний упорний середньої серії № 8330 з такими параметрами (табл. 2.3):

Таблиця 2.3 – Характеристика підшипника [12].

Умовне позначення	d, мм	D, мм	H, мм	r, мм	C <sub>0</sub> Н	Маса, кг
8330	150	250	80	3,5	1290000	17,1

У нормальних підвісках розраховують вісь блоку, траверсу й серги. Розрахункова відстань А між опорами осі блоку й цапф траверси, мм:

$$A = Z \cdot B_{\delta_1} + 2\delta_1 + \delta_2 = 3 \cdot 88 + 2 \cdot 6 + 32 = 310 \text{ мм} \quad (2.11)$$

де Z - кількість блоків на осі між сергами;

$B_{\delta_1}$  - ширина блоку, мм;  $B_{\delta_1} = 4\sqrt{D} = 4 \cdot \sqrt{484} \approx 88 \text{ мм}$  ;

D - діаметр блоку по центру каната, мм;

$\delta_1$  - товщина кожуха;  $\delta_1 = 6 \text{ мм}$ ;

$\delta_2$  - товщина серги;  $\delta_2 = 32 \text{ мм}$ .

З урахуванням необхідності встановлення упорного підшипника приймаємо  $A = 370$  мм.

### *Розрахунок осі блоків*

Розрахункова схема осі представлена на рис. 2.6. Розміри, зазначені на схемі, отримані з попереднього ескізного компоновання підвіски з урахуванням рекомендацій, наведених в [15]. На схемі:

$$P = \frac{K_{II}(Q_{ГЛ} + G_{II}) \cdot 9810}{2} = \frac{1.1(55 + 1.0) \cdot 9810}{2} = 302150 \text{ Н} - \text{розрахункове зусилля}$$

в серзі підвіски,

де  $K_{II} = 1.1$  - коефіцієнт перевантаження для механізму підйому;

$$q = \frac{K_{II}(Q_{ГЛ} + G_{II}) \cdot 9810}{Z \cdot B_{бл}} = \frac{1.1(55 + 1.0) \cdot 9810}{5 \cdot 0.084} = 1438800 \text{ Н/м} - \text{розподілене}$$

навантаження, передане підшипниками на вісь.

Зі схеми видно, що розрахунковий або максимальний згинальний момент виникає в місцях контакту із сергами й рівний  $M_{\max} = 10784$  Нм.

Визначимо допустиме напруження згину  $[\sigma_{II}]$  для осі, виготовленої зі сталі 45 за ГОСТ 1050-88 з такими механічними характеристиками:

- границя міцності $\sigma_B$ , МПа	610
- границя текучості $\sigma_T$ , МПа	360
- границя витривалості при згині $\sigma_{-II}$ , МПа	290

$$[\sigma_{II}] = \frac{1.4\sigma_{-II}}{K_{\sigma} \cdot [S]} = \frac{1.4 \cdot 290}{2.1 \cdot 1.4} = 138 \text{ МПа}, \quad (2.12)$$

де  $K_{\sigma}$  - ефективний коефіцієнт концентрації напружень, для осі, ослабленої мастильними отворами  $K_{\sigma} = 2.1$ ;

$[S]$  - коефіцієнт запасу міцності, для групи класифікації механізму М5  
 $[S] = 1.4$  [15].

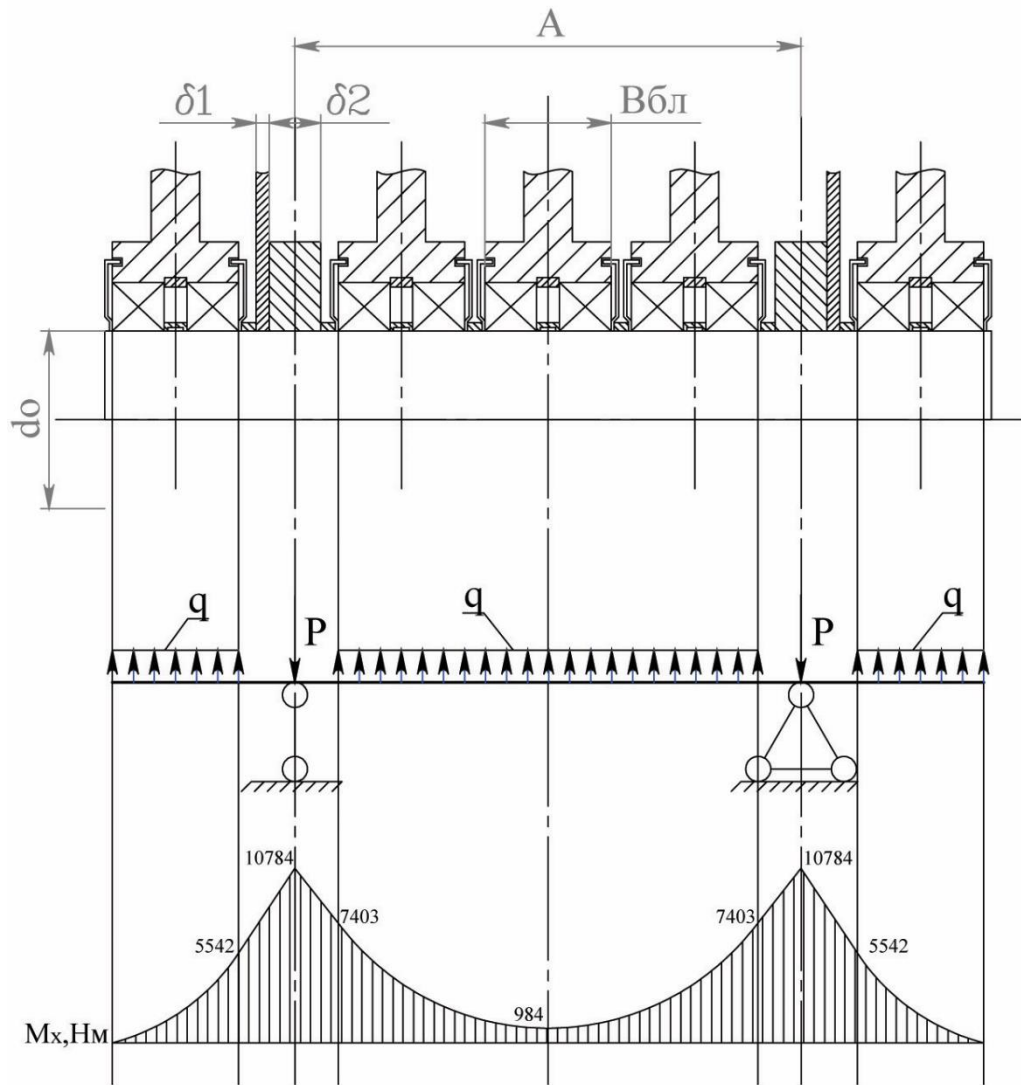


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема осі блоків

Діаметр осі:

$$d'_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,1 \cdot [\sigma_H]}} = \sqrt[3]{\frac{10784}{0,1 \cdot 138 \cdot 10^6}} = 0,0875 \text{ м.} \quad (2.13)$$

Прийнято  $d_0 = 90 \text{ мм}$ .

*Вибір і розрахунок підшипників для блоків*

Еквівалентне навантаження на один підшипник блоку:

$$F_3 = K_G \frac{(Q_{ГЛ} + G_{II}) \cdot K_{II} \cdot 9810}{2 \cdot z_6} = 0.5 \cdot \frac{(55 + 1.0) \cdot 1.1 \cdot 9810}{2 \cdot 5} = 24172 \text{ Н}, \quad (2.14)$$

де  $Q_{ГЛ}$  - номінальна піднімальна сила гакової підвіски, Н;

$z_6$  - число блоків у підвісці;

2 - число підшипників в одному блоці;

$K'_G$  - коефіцієнт, що враховує змінність навантаження. Для групи класифікації механізму М5  $K'_G = 0,5$  [15].

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = VF_3 K_6 = 1.2 \cdot 24172 \cdot 1.2 = 34808 \text{ Н}, \quad (2.15)$$

де  $V$  - коефіцієнт обертання, при обертанні зовнішнього кільця підшипника  $V=1,2$ ;

$K_6$  - коефіцієнт безпеки, для підшипників підвіски  $K_6=1,2$ .

Розрахунковий термін служби підшипника  $L_h = 3200$  год [15].

Частота обертання блоку:

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_{II}^{ГЛ} (u_n - 1)}{\pi D_{6л}} = \frac{60 \cdot 0.11(5 - 1)}{3.14 \cdot 0.444} = 18.9 \text{ хв}^{-1}. \quad (2.16)$$

Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника:

$$c = \frac{f_h}{f_n} P = \frac{1.855}{1.1} 34808 = 56698 \text{ Н}, \quad (2.17)$$

де  $f_h$  - коефіцієнт довговічності; при  $L_h = 3200$  год,  $f_h = 1,855$ ;

$f_n$  - коефіцієнт, обумовлений частотою обертання; при  $n_6 = 18,9$  хв<sup>-1</sup>,  $f_n = 1.1$  [15].

Підшипники вибираємо по діаметру осі. За ГОСТ 8338-75 для блоків підвіски прийняті радіальні однорядні кулькові підшипники з наступними параметрами:

- умовна позначка	118
- внутрішній діаметр $d$ , мм	90
- зовнішній діаметр $D$ , мм	140
- ширина $B$ , мм	24
- динамічна вантажопідйомність $[C]$ , Н	57200
- статична вантажопідйомність $[C_0]$ , Н	39000
- маса, кг	1.2

#### *Розрахунок траверси*

Траверсу представляють як балку (рис. 2.7), опорами якої служать серги. Отже, проліт траверси дорівнює прольоту осі

$$l_T = A = 370 \text{ мм.} \quad (2.18)$$

Навантаження  $Q_{\max} = (Q_{ГЛ} + G_{II}) \cdot K_{II} \cdot g \cdot 10^3 = 604300 \text{ Н}$ , передане гайкою гака через упорний підшипник приймається зосередженим в центрі траверси.

Траверса має два небезпечні перерізи: центральне Б-Б. ослаблене отвором  $d_1$  для пропуску шийки гака, і перетин Г-Г- місце переходу цапфи  $d_y$  в тіло траверси. Така розрахункова схема типова для траверс нормальних і полегшених гакових підвісок.

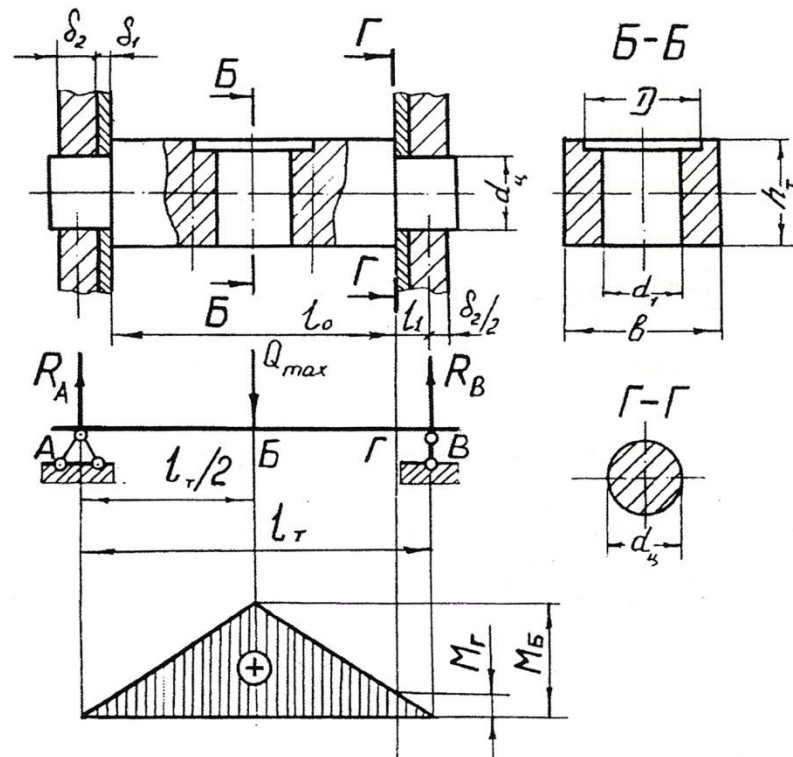


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема траверси

Вихідні дані до розрахунків траверси:

- матеріал	сталь 45
- границя міцності $\sigma_B$ , МПа	610
- границя текучості $\sigma_T$ , МПа	360
- границя витривалості при згині $\sigma_{-III}$ , МПа	290

Ширина траверси:

$$b = D + (20 \dots 35) = 250 + (20 \dots 35) = 270 \dots 285 \text{ мм}, \quad (2.19)$$

де  $D$  - зовнішній діаметр упорного підшипника для гака

Прийнято  $b=270$  мм.

### Висота траверси

Висота траверси визначається з умови міцності перетину Б-Б на згин.

Через симетричне розташування навантаження  $Q_{\max}$  відносно серг, опорні реакції:

$$R_A = R_B = \frac{Q_{\max}}{2} = \frac{604300}{2} = 302150 \text{ Н.} \quad (2.20)$$

### Згинальний момент у перетині Б-Б

$$M_B = R_A \frac{l_T}{2} = 302150 \frac{370}{2} = 55\,897\,650 \text{ Нмм.} \quad (2.21)$$

### Допустиме напруження для перетину Б-Б

$$[\sigma_B] = \frac{1.4\sigma_{-II}}{K_\sigma[S]} = \frac{1.4 \cdot 290}{2.6 \cdot 1.4} = 111 \text{ МПа,} \quad (2.22)$$

де  $K_\sigma$  - коефіцієнт концентрації напружень; для перетину траверси, ослабленого отвором  $K_\sigma = 2,6[15]$ ;

[S] - запас міцності; для групи класифікації механізму М5 [S]=1,4.

Необхідний момент опору перетину Б-Б:

$$W_B = \frac{M_B}{[\sigma_B]} = \frac{55897650}{111} = 503032 \text{ мм}^3. \quad (2.23)$$

Зневажаючи розточенням під кільце упорного підшипника, можна записати:

$$W_B = \frac{(b-d_1)h_T^2}{6}, \quad (2.24)$$

звідки висота траверси:

$$h_T = \sqrt{\frac{6W_B}{b-d_1}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 503032}{270-155}} = 158 \text{ мм.} \quad (2.25)$$

Прийнято  $h_T = 160 \text{ мм.}$

### Діаметр цапфи

Діаметр цапфи визначається із двох умов: міцності цапфи на згин і забезпечення допустимих напружень змінання в зоні рухливого контакту цапфи із сергою.

Діаметр цапфи з розрахунку на згин

Згинальний момент у перетині Г-Г:

$$M_r = R_B l_1 = R_B \left( \delta_1 + \frac{\delta_2}{2} \right) = 302150 \left( 6 + \frac{32}{2} \right) = 6647243 \text{ Нмм.} \quad (2.26)$$

Допустиме напруження в перетині Г-Г:

$$[\sigma_r] = \frac{1.4\sigma_{-1II}}{K_\sigma[S]} = \frac{1.4 \cdot 290}{2.7 \cdot 1.4} = 107 \text{ МПа,} \quad (2.27)$$

де  $K_\sigma$  - коефіцієнт концентрації напружень; для цапфи траверси з галтельним переходом  $K_\sigma = 2,7 [15]$ ;

$[S]$  - запас міцності; як і для перетину Б-Б  $[S] = 1,4$ .

$$d_u = \sqrt[3]{\frac{M_r}{0,1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{6.647 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 107}} = 85,3 \text{ мм.} \quad (2.28)$$

Діаметр цапфи з розрахунку на змінання

Вважаючи, що реакція  $R_B$  сприймається тільки сергою, можна записати:

$$\sigma_{cm} = \frac{R_B}{d_{ц} \cdot \delta_2}, \text{ звідки } d_{ц} = \frac{R_B}{[\sigma_{cm}] \cdot \delta_2} = \frac{302150}{65 \cdot 32} = 144.2 \text{ мм}, \quad (2.29)$$

де  $[\sigma_{cm}] = 65$  МПа – допустиме напруження зминання.

Прийнято  $d_{ц} = 145$  мм.

### *Розрахунок серги*

Серга (рис. 2.8) розтягується зусиллям  $\frac{Q_{max}}{2}$ . При постійній ширині  $B$  серги й  $d_0 < d_{ц}$  одним з небезпечних буде перетин А-А. Крім цього перевіряється міцність вушок серги в перетинах Б-Б.

Ширина серги:

$$B = (1.8...2)d_{ц} = (1.8...2)145 = 261...290 \text{ мм}. \quad (2.30)$$

Прийнято  $B = 270$  мм.

Напруження в перетині А-А:

$$\sigma_A = \frac{Q_{max}}{2(B - d_{ц}) \cdot b} = \frac{604300}{2(270 - 145)32} = 75.5 < [\sigma_p], \quad (2.31)$$

де  $[\sigma_p]$  - допустиме напруження розтягнення для серги зі сталі 20;  
згідно [15]  $[\sigma_p] = 110$  МПа .

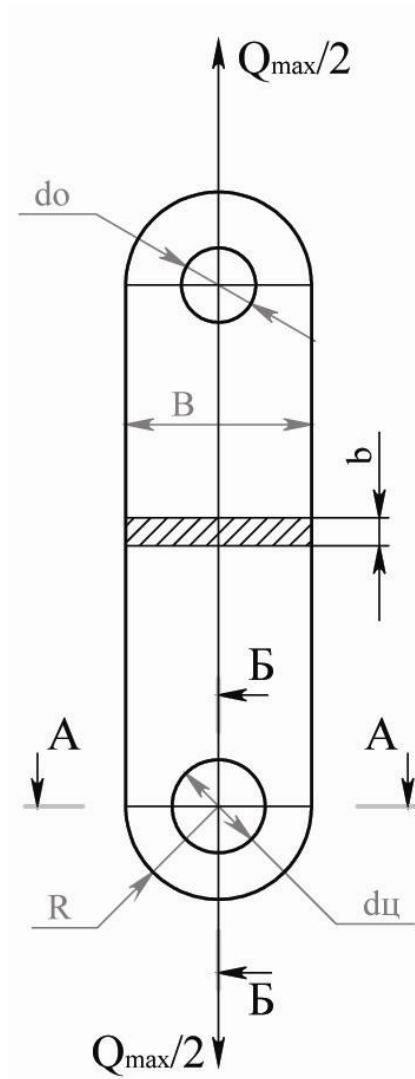


Рисунок 2.6 – Серга

### Напруження в перетині Б-Б

Вушко представляється як товстостінний циліндр, навантажений зсередини тиском  $P_b = \frac{Q_{\max}}{2bd_{\text{ц}}}$  МПа, а зовні – тиском  $P_H = 0$ . У цьому випадку

найбільші напруження будуть на внутрішній поверхні:

$$\sigma_B = P_B \frac{D_H^2 + D_B^2}{D_H^2 - D_B^2}. \quad (2.32)$$

Відносно перетину Б-Б  $D_H = B$ ; и  $D_B = d_{II}$ , тоді:

$$\sigma_B = \frac{Q_{\max}}{2b \cdot d_{II}} \cdot \frac{B^2 + d_{II}^2}{B^2 - d_{II}^2} = \frac{604300}{2 \cdot 32 \cdot 145} \cdot \frac{270^2 + 145^2}{270^2 - 145^2} = 108 \text{ МПа} < [\sigma_P]. \quad (2.33)$$

### 2.1.7. Розрахунок потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрівання

Визначимо статичну потужність електродвигуна, кВт:

$$P_{ст} = \frac{9810 \cdot (Q_{ГЛ} + G_{II}) \cdot V_{II}}{\eta_3} = \frac{9810 \cdot (55 + 1.0) \cdot 0.11}{0.87} = 69459 \text{ Вт}, \quad (2.34)$$

де  $\eta_3$  – загальний ККД механізму;

$$\eta_3 = \eta_{II} \cdot \eta_6 \cdot \eta_p \cdot \eta_M = 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 = 0,87, \quad (2.35)$$

де  $\eta_{II}$  – ККД поліспасти,  $\eta_{II}=0,96$ ;

$\eta_6$  – ККД барабана,  $\eta_6=0,96$ ;

$\eta_p$  – ККД редуктора,  $\eta_p=0,96$ ;

$\eta_M$  – ККД муфти,  $\eta_M=0,99^2$ ;

Згідно [17], вибираємо двигун 4МТН 280М10 з такими технічними характеристиками (табл. 2.4):

Таблиця 2.4 – Характеристика двигуна [17].

Параметр	Значення
Потужність $P_d$ при ПВ 25%, кВт	72
Частота обертання $n_d$ , хв <sup>-1</sup>	565
Момент інерції ротора $I_p$ , кг м <sup>2</sup>	4,6
Маса, кг	850

Перевіряємо електродвигун на перегрів.

Визначимо еквівалентну потужність електродвигуна, яка не допускає перегріву обмоток, кВт:

$$P_e = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{ст} = 0,50 \cdot 0,85 \cdot 69459 = 29520 \text{ Вт} \leq P_{кат} = 72000 \text{ Вт}, \quad (2.36)$$

де  $K_{25}$  – коефіцієнт приведення потужності; для режиму роботи М5  $K_{25}=0,50$ ;

$\gamma$  – коефіцієнт, який визначає еквівалентну по нагріванню потужність; для механізму підйому вантажу  $\gamma=0,85$  [11].

Умова виконується, тому перегріву обмоток двигуна не буде.

### 2.1.8. Вибір редуктора, визначення розмірів барабана

Редуктор вибирають, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного відношення й режиму роботи.

Передаточне відношення механізму підйому:

$$i' = \frac{n_d}{n_o} = \frac{565}{23.7} = 23.8, \quad (2.37)$$

де  $n_o$  - частота обертання барабана,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$$n_o = \frac{60 \cdot V_{II}^{ГП} \cdot i_n}{\pi D'_{бар}} = \frac{60 \cdot 0.11 \cdot 5}{\pi \cdot 0.434} = 24.2 \text{ хв}^{-1}; \quad (2.38)$$

З метою зменшення довжини канатного барабана вибирається редуктор з більшим за розрахункове передаточним відношенням.

Для механізму головного підйому згідно [8] обраний редуктор РК-600-50-11М с такими параметрами (табл. 2.5):

Таблиця 2.5 – Характеристика редуктора

Параметр	Значення
Міжосьова відстань $A_w$ , мм	1000
Передаточне відношення $i_p$	48,57
Припустимий крутний момент на тихохідному валу, кНм	58
Припустиме консольне навантаження на тихохідний вал, кН	184,3
Маса, кг	2122

Виходячи із цього, коректуємо попередньо обрані розміри канатного барабана для забезпечення необхідної швидкості підйому:

$$D_{бар} = \frac{60 \cdot V_{II}^{гп} \cdot i_p \cdot i_{II}}{\pi \cdot n_d} = \frac{60 \cdot 0.11 \cdot 48.57 \cdot 5}{\pi \cdot 565} = 0.903 \text{ м}, \quad (2.39)$$

Остаточно приймаємо  $D_{бар} = 924$  мм - по центру канату (900 мм по дну канавки).

Перевіримо, чи не перевищують навантаження на тихохідний вал припустимі паспортні величини. Момент на тихохідному валу:

$$M_T = F_{max} \cdot D_{\delta} = 57225 \cdot 0.924 = 52875 \text{ Нм} \leq [M_{пасп}]. \quad (2.40)$$

Консольне навантаження:

$$F_r \approx 1.1 F_{max} = 1.1 \cdot 57225 = 62950 \text{ Н} \leq [F_{пасп}]. \quad (2.41)$$

При виборі редуктора необхідно перевірити, чи вистачає міжосьової відстані  $A_w$  для розміщення поруч двигуна й барабана.

$$A_w = 1000 \text{ мм} > \frac{D_{\delta}}{2} + b_{31} = \frac{924}{2} + 216 = 678 \text{ мм}, \quad (2.42)$$

де  $b_{31}$  – габаритний розмір двигуна;

$$b_{31} = 216 \text{ мм [17].}$$

### 2.1.8.1. Розрахунок стінки барабана на міцність

Визначимо геометричні розміри барабана, виходячи з необхідної висоти підйому вантажу.

Необхідна кількість витків:

$$n_B = 3 + \frac{H \cdot i_{II}}{\pi \cdot D_B} = 3 + \frac{17.5}{\pi \cdot 0.924} = 32.3 \rightarrow 33 \text{ витка.} \quad (2.43)$$

Довжина нарізки:

$$l = n_B \cdot t = 33 \cdot 28 = 924 \text{ мм,} \quad (2.44)$$

де  $t$  - крок нарізки; для канатів діаметром понад 23,5 мм до 25 мм  $t = 28 \text{ мм [13].}$

Довжина ділянок під закріплення канату  $l_2 = 100 \text{ мм.}$

Відстань між нарізками:

$$l_1 = A - 0,2 \cdot H_{\min} = 460 - 0,2 \cdot 1550 = 150 \text{ мм,} \quad (2.45)$$

де  $A$  - відстань між крайніми блоками підвіски;

$H_{\min}$  - мінімальна відстань між осями блоків підвіски й барабана.

Загальна довжина барабана:

$$L_B = 2l + l_1 + 2l_2 = 2 \cdot 924 + 150 + 2 \cdot 100 = 2198 \text{ мм} \rightarrow 2200 \text{ мм.} \quad (2.46)$$

Товщину стінки барабана визначаємо з умов стиску, після чого перевіряємо її на стійкість. Оскільки довжина барабана не перевищує

величину  $3D_B$ , то розрахунок на спільну дію напружень стиску, згину й кручення не проводиться.

Визначаємо мінімальну товщину стінки барабана:

$$\delta = \frac{F_{\max}}{[\sigma_{СЖ}]t} = \frac{57225}{120 \cdot 10^6 \cdot 0.028} = 0.0248 \text{ м} = 24.8 \text{ мм}, \quad (2.47)$$

$$\text{де } [\sigma_{СЖ}] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{240}{2} = 120 \text{ МПа},$$

де  $n$  - запас міцності; для сталевих барабанів  $n = 2$  [7].

Приймаємо  $\delta = 25$  мм.

Перевірка стінки барабана на стійкість:

$$[\sigma_{СЖ}] = \frac{F_{\max}}{\delta t} \leq \frac{\sigma_{КР}}{n_y}; \quad (2.48)$$

$$\sigma_{КР} = 0.782 \frac{E_B \delta}{L_B} \sqrt{\frac{\delta}{R}}, \quad (2.49)$$

де  $\sigma_{КР}$  - критичне напруження;

$n_y$  - запас стійкості; для сталевих барабанів  $n_y = 1.7$  [7].

$E_B$  - модуль пружності барабана; для сталевих барабанів

$$E_B = 2.1 \cdot 10^{11} \text{ Па},$$

$R$  - середній радіус барабана.

$$\sigma_{КР} = 0.782 \frac{2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.025}{2.2} \sqrt{\frac{0.025}{0.4495}} = 290 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$[\sigma_{СЖ}] = \frac{57255}{0.025 \cdot 0.028} \leq \frac{290 \cdot 10^6}{1.7};$$

$$118 \cdot 10^6 \leq 170 \cdot 10^6.$$

Умови виконуються. Остаточню приймаємо товщину стінки рівною

$$\delta = 25 \text{ мм}.$$

### 2.1.8.2. Розрахунок осі барабана

Розрахункова схема осі барабана представлена на рис. 2.10. Розміри, зазначені на схемі, отримані в результаті попереднього ескізного компонування вузла з урахуванням аналізу існуючих барабанів і становлять:

$$L_B = 2200 \text{ мм}; L_1 = 2330 \text{ мм}; L_2 = 50 \text{ мм}; L_3 = 120 \text{ мм}; L_4 = 180 \text{ мм};$$

$$L_5 = 30 \text{ мм}; L_6 = 160 \text{ мм}; L_7 = 200 \text{ мм}.$$

На схемі:

$$P = \frac{(m_B + m_K) \cdot g + 2F_{\max}}{2} = \frac{(1500 + 260) \cdot 9.81 + 2 \cdot 57225}{2} = 63930 \text{ Н} - \text{розрахункове}$$

зусилля, передане барабаном на вісь,

де  $m_B = 1500 \text{ кг}$  - маса барабана в зборі;

$m_K = 260 \text{ кг}$  - маса канату;

Визначимо реакції опор барабана.

$$R_1 = \frac{P(L_6 + L_1 - L_3)}{L_1} = \frac{63930(0.16 + 2.33 - 0.12)}{2.2} = 68870 \text{ Н}; \quad (2.50)$$

$$R_2 = \frac{P(L_3 + L_1 - L_6)}{L_1} = \frac{63930(0.12 + 2.33 - 0.16)}{2.2} = 65983 \text{ Н}. \quad (2.51)$$

допустимі напруження згину осі:

$$[\sigma_r] = \frac{1.4\sigma_{-III}}{K_\sigma[S]} = \frac{1.4 \cdot 290}{2.7 \cdot 1.4} = 107 \text{ МПа}, \quad (2.52)$$

де  $K_\sigma$  - коефіцієнт концентрації напружень; для цапфи осі з галтельним переходом  $K_\sigma = 2,7$  [15];

[S] - запас міцності; для групи класифікації механізму М5 [S]=1,4.

Визначимо згинальні моменти й мінімальні діаметри перетинів осі.

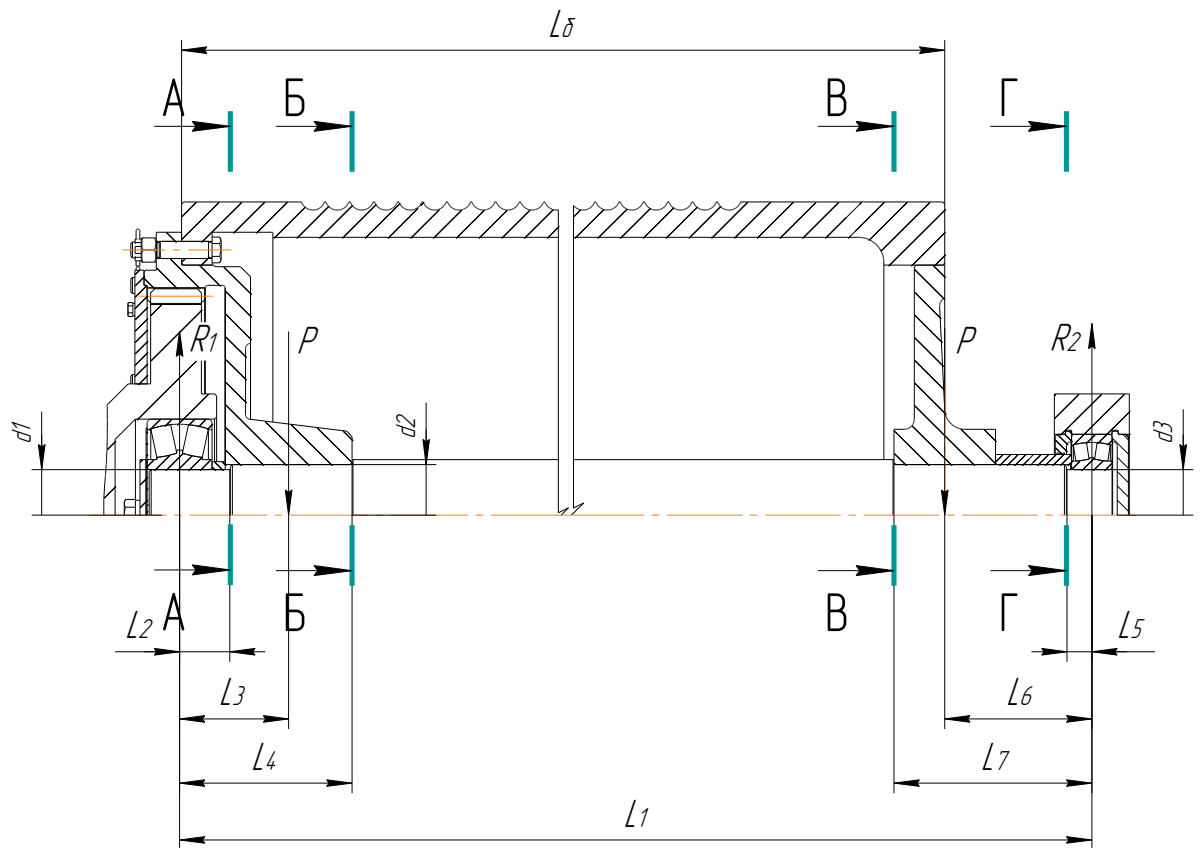


Рисунок 2.7 – Схема до розрахунку осі барабана

Перетин А-А:

$$M_A = R_1 \cdot L_2 = 68870 \cdot 0.05 = 3443 \text{ Нм}; \quad (2.53)$$

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{M_A}{0.1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{3443}{0.1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 68.5 \text{ мм}. \quad (2.54)$$

Перетин Б-Б:

$$M_B = R_1 \cdot L_4 - P \cdot (L_4 - L_3) = 68870 \cdot 0.18 - 63930 \cdot (0.18 - 0.12) = 8560 \text{ Нм}; \quad (2.55)$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_B}{0.1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{8560}{0.1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 91 \text{ мм}. \quad (2.56)$$

Перетин В-В:

$$M_B = R_2 \cdot L_7 - P \cdot (L_7 - L_6) = 65983 \cdot 0.2 - 63930 \cdot (0.2 - 0.16) = 10640 \text{ Нм}; \quad (2.57)$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_B}{0.1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{10640}{0.1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 98.6 \text{ мм}. \quad (2.58)$$

Перетин Г-Г:

$$M_\Gamma = R_2 \cdot L_5 = 65983 \cdot 0.03 = 1979 \text{ Нм}; \quad (2.59)$$

$$d_\Gamma = \sqrt[3]{\frac{M_\Gamma}{0.1[\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{1979}{0.1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 56.5 \text{ мм}. \quad (2.60)$$

З конструктивних міркувань діаметри перетинів Б-Б і В-В приймаються однаковими  $d_B = d_B = d_2 = 100 \text{ мм}$ .

Діаметр перетинів А-А й Г-Г приймаються з урахуванням необхідності наступної установки підшипників кочення:

$$d_A = 90 \text{ мм};$$

$$d_\Gamma = 60 \text{ мм}.$$

### 2.1.8.3. Вибір і розрахунок підшипників для барабана

*Передній підшипник.*

Передній підшипник барабана служить для сполучення зубчатки з вихідним валом редуктора й у процесі роботи не обертається, тому його вибір ведемо по статичній вантажопідйомності.

Визначимо необхідну статичну вантажопідйомність підшипника, Н:

$$C_0 = 1.2 \cdot R_1; \quad (2.61)$$

$$C_0 = 1.2 \cdot 68870 = 82644 \text{ Н}.$$

За ГОСТ 5721-75 прийнятий радіальний дворядний сферичний роликпідшипник з наступними параметрами:

- умовна позначка	3618
- внутрішній діаметр $d$ , мм	90
- зовнішній діаметр $D$ , мм	190
- ширина $B$ , мм	64
- динамічна вантажопідйомність $[C]$ , кН	400
- статична вантажопідйомність $[C_0]$ , кН	300
- маса, кг	9,3

*Задній підшипник.*

Розрахункові навантаження.

Еквівалентне навантаження на задній підшипник:

$$F_s = K'_G \cdot R_2 = 0.5 \cdot 65983 = 32992 \text{ Н}, \quad (2.62)$$

де  $K'_G$  - коефіцієнт, що враховує змінність навантаження. Для групи класифікації механізму М5  $K'_G = 0,5$  [15].

Еквівалентне динамічне навантаження

$$P = VF_s K_\sigma = 1 \cdot 32992 \cdot 1.2 = 39590 \text{ Н}, \quad (2.63)$$

де  $V$  - коефіцієнт обертання; при обертанні внутрішнього кільця підшипника  $V=1,0$ ;

$K_\sigma$  - коефіцієнт безпеки; для підшипників барабана  $K_\sigma=1,2$ .

Необхідна динамічна вантажопідйомність

Розрахунковий термін служби підшипника  $L_h = 3200$  год [15].

Частота обертання барабана  $n_{бар} = 11.6 \text{ хв}^{-1}$

$$c = \frac{f_h}{f_n} P = \frac{1.855}{1.32} 39590 = 55635 \text{ Н}, \quad (2.64)$$

де  $f_h$ - коефіцієнт довговічності; при  $L_h = 3200$  год,  $f_h = 1,855$ ;

$f_n$  - коефіцієнт, обумовлений по частоті обертання; при  $n_6 = 11.6$  хв<sup>-1</sup>,  
 $f_n = 1.32$  [15].

За ГОСТ 28428-90 прийнятий радіальний дворядний сферичний шарикопідшипник з наступними параметрами:

- умовне позначення	1612
- внутрішній діаметр $d$ , мм	60
- зовнішній діаметр $D$ , мм	130
- ширина $B$ , мм	46
- динамічна вантажопідйомність $[C]$ , кН	87,1
- статична вантажопідйомність $[C_0]$ , кН	33
- маса, кг	2,6

#### 2.1.8.4. Розрахунок болтів кріплення зубчастого вінця

Розрахункова схема болтів представлена на рис. 2.8. Радіус розміщення болтів отриманий у результаті попереднього ескізного компоунування вузла з урахуванням аналізу існуючих барабанів і становить  $R_B = 350$  мм.

$$d' = \sqrt{\frac{4 \cdot M_T}{\pi \cdot z \cdot R_B \cdot [\tau] \cdot K}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 51100}{\pi \cdot 8 \cdot 0.35 \cdot 85 \cdot 10^6 \cdot 0.75}} = 0.019 \text{ м}, \quad (2.65)$$

де  $z = 8$  - кількість болтів;

$K = 0,75$  - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження між болтами;

$[\tau] = 85$  МПа - допустиме напруження зрізу для болтів зі сталі 45 при роботі за пульсуючим циклом навантаження [2];

Приймаємо  $d = 21$  мм - болт 1а М20 ГОСТ 7817-80.

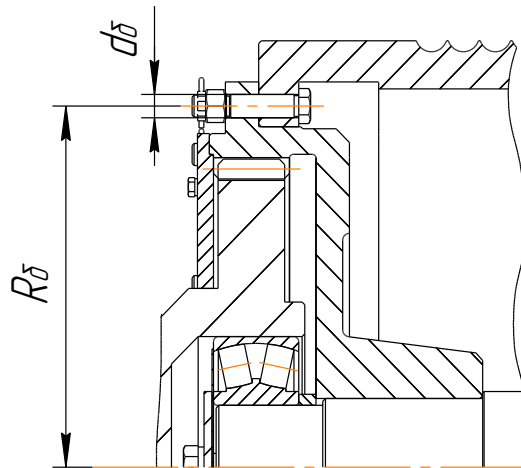


Рисунок 2.8 – Схема до розрахунку болтів кріплення зубчастого вінця

### 2.1.9. Розрахунок й вибір гальма

Гальмо вибираємо по необхідному гальмівному моменту:

$$T_T = \frac{9810 \cdot (Q_{ГЛ} + G_n) \cdot D_{бар} \cdot \eta_z \cdot K_T}{2 \cdot i_{II} \cdot i_p} =$$

$$= \frac{9810 \cdot (55 + 1.0) \cdot 0.924 \cdot 0.87 \cdot 1.5}{2 \cdot 5 \cdot 48.57} = 1364 \text{ Нм} \quad (2.66)$$

де  $K_T$  – коефіцієнт запасу гальмування,  $K_T=1,5$  [14];

Згідно [13], вибираємо гальмо ТКГ-400М с такими технічними характеристиками (табл. 2.6)

Таблиця 2.6 – Характеристика гальма

Параметр	Значення
Діаметр шківів, мм	400
Ширина колодки, мм	180
Гальмовий момент, Нм	1500
Тип гідроштовхача	ТЭ-75
Маса, кг	179

### 2.1.10. Вибір муфти

У механізмі підйому застосовуємо зубчасту муфту, яка встановлюється на тихохідному валу редуктора й з'єднує його з валом барабана. Муфту вибираємо згідно [9] по максимальному моменту:

$$T'_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{\max}$$

де  $T_H$  - номінальний момент, який передає муфта;

$$T_H = \frac{9810 \cdot (Q_{ГЛ} + G_H) \cdot D_6}{2 \cdot i_{II} \cdot i_P \cdot \eta_3} = \frac{9810 \cdot (55 + 1.0) \cdot 0.924}{2 \cdot 5 \cdot 48.57 \cdot 0.87} = 1201 \text{ Нм}, \quad (2.67)$$

$K_1$  - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму; для механізму підйому  $K_1 = 1.8$ ;

$K_2$  - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму; для середнього режиму  $K_2 = 1.2$  [ГОСТ 5006-83].

$$T'_M = 1201 \cdot 1.8 \cdot 1.2 = 2594 \text{ Нм}. \quad (2.68)$$

Вибираємо зубчасту муфту з номінальним крутним моментом  $T_M = 4000 \text{ Нм}$ . Параметри муфти затягаємо в таблицю 2.7.

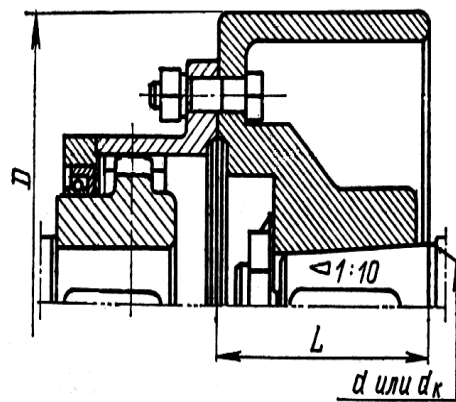


Рисунок 2.9 – Зубчаста муфти

Таблиця 2.7 – Параметри муфти

D, мм	L	d	Максимальний момент, Нм	Момент інерції муфти, кг·м <sup>2</sup>	Маса муфти, кг
400	185	90	4000	1,75	68

### 2.1.11. Перевірка двигуна за часом пуску

Перевіряємо двигун за часом пуску при підйомі вантажу, с:

$$t_{\text{п}} = \frac{I_{\text{зв}} \cdot \omega_{\text{д}}}{T_{\text{п}}^{\text{сп}} - T_{\text{ст}}} \leq [t] = 1 \dots 2 \text{ с}, \quad (2.69)$$

де  $I_{\text{зв}}$  – зведений до вала двигуна момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна й муфти, кг м<sup>2</sup>;

$$I_{\text{зв}} = \delta \cdot (I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) + m \cdot \frac{D_{\text{б}}^2}{4 \cdot i_{\text{п}}^2 \cdot i_{\text{р}}^2 \cdot \eta_{\text{з}}}, \quad (2.70)$$

де  $\delta$  – коефіцієнт, який враховує момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна й муфти,  $\delta=1,2$  [17];

$I_{\text{р}}$  – момент інерції ротора двигуна, кгм<sup>2</sup>;

$I_{\text{м}}$  – момент інерції зубчастої муфти, кгм<sup>2</sup>;

$m$  – маса вантажу, що піднімається, кг;

$T_{\text{ст}}$  – момент на валу двигуна від маси вантажу, Нм:

$$T_{\text{ст}} = \frac{9810 \cdot (Q_{\text{ГЛ}} + G_{\text{п}}) \cdot D_{\text{б}}}{2 \cdot i_{\text{п}} \cdot i_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{з}}} = \frac{9810 \cdot (55 + 1.0) \cdot 0.924}{2 \cdot 5 \cdot 48.57 \cdot 0.87} = 1201 \text{ Нм}; \quad (2.71)$$

$$m = 10^3 \cdot (Q_{\text{ГЛ}} + G_{\text{п}}) = 10^3 \cdot (55 + 1.0) = 56000 \text{ кг}; \quad (2.72)$$

$$I_{\text{зв}} = 1.2 \cdot (4.6 + 1.75) + 56000 \cdot \frac{0.924^2}{4 \cdot 5^2 \cdot 48.57^2 \cdot 0.87} = 7.9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$T_{\text{п}}^{\text{сп}}$  – середньопусковий момент електродвигуна, Нм;

$$T_{\Pi}^{\text{cp}} = \psi \cdot \frac{10^3 \cdot P_{\text{д}}}{\omega_{\text{д}}} = 1.6 \cdot \frac{10^3 \cdot 72}{59.1} = 1949 \text{ Нм}, \quad (2.73)$$

де  $\omega_{\text{д}}$  – кутова швидкість двигуна,  $\text{с}^{-1}$ ;

$\psi$  – середня кратність пускового моменту для електродвигунів з фазним ротором;  $\psi = 1,5 \dots 1,6$  [17]; приймаємо  $\psi = 1,6$ .

$$\omega_{\text{д}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{д}}}{30} = \frac{\pi \cdot 565}{30} = 59.1 \text{ с}^{-1}; \quad (2.74)$$

$$t_{\Pi} = \frac{7.9 \cdot 59.1}{1949 - 1201} = 0.7 \text{ с} \leq [t] = 1 \dots 2 \text{ с}.$$

Таким чином, умови нормального пуску механізму виконуються.

## 2.2. МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

Вихідні дані:

Швидкість пересування візка  $V_T$ , м/с 0,76

Маса візка  $G_T$ , т 19,5

Група класифікації за ІСО 4301/1 М5

### 2.2.1. Вибір кінематичної схеми механізму

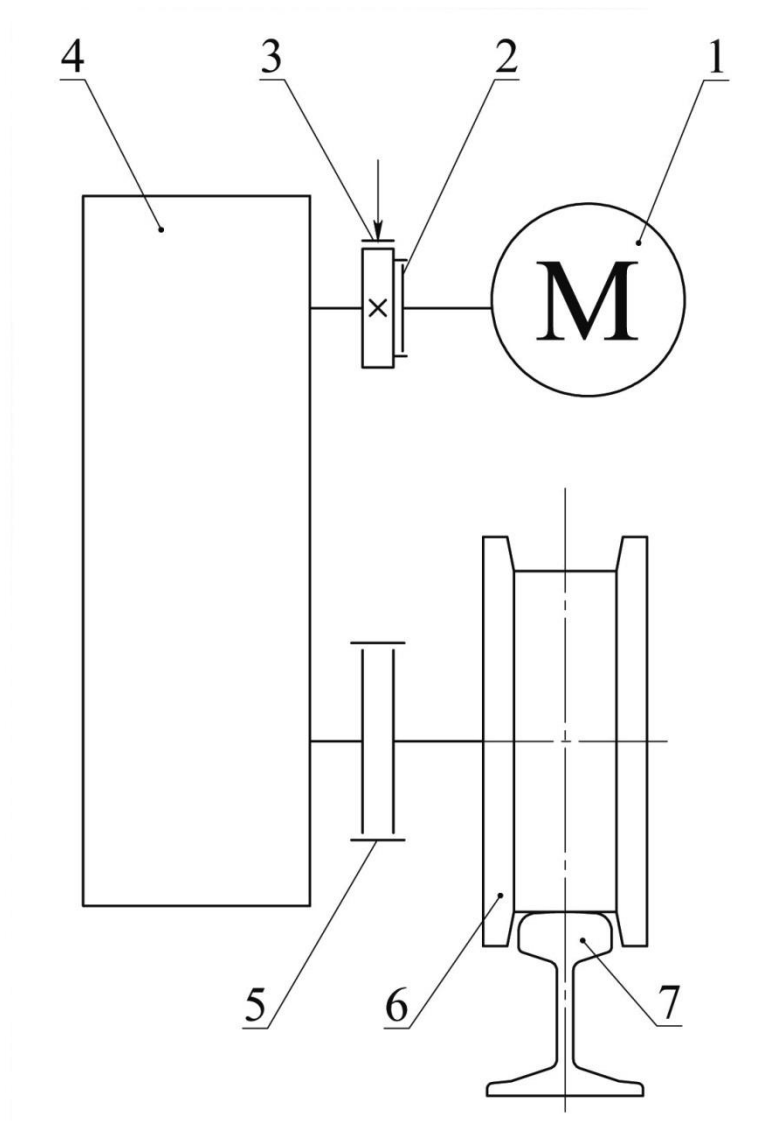


Рисунок 2.10 - Кінематична схема механізму пересування візка

1 – електродвигун; 2 – муфта пружна втулковоо-пальцева в складі гальмівного шківa; 3 – гальмо; 4 – редуктор; 5 – муфта зубчаста; 6 – колесо ходове; 7 – рейка підвізкова.

### 2.2.2. Визначення мінімального і максимального тиску на колеса візка

Схема до розрахунку тиску на колеса вантажного візка представлена на рис. 2.11.

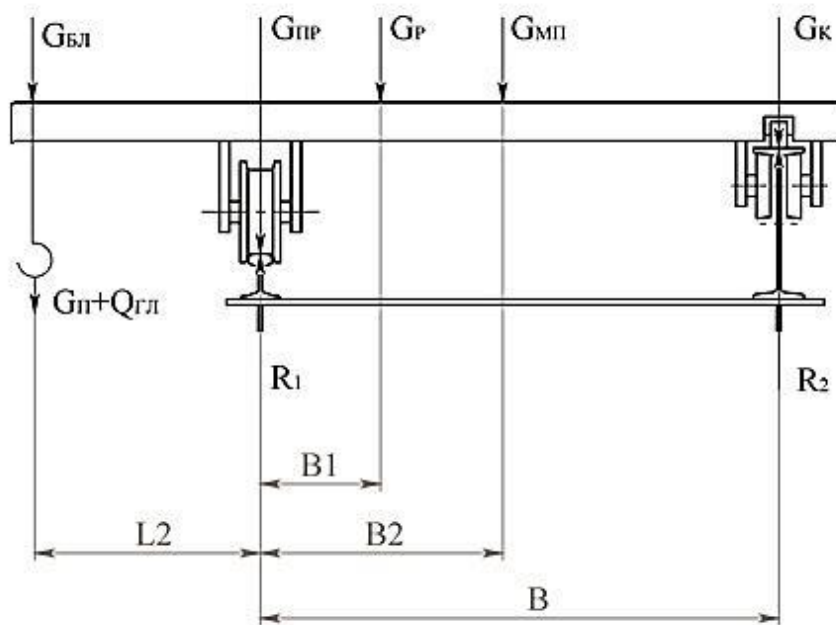


Рисунок 2.11 - Схема до розрахунку тиску на колеса візка

На схемі:

$G_{П} = 1 \text{ т}$  - маса гакової підвіски головного підйому;

$Q_{ГЛ} = 55 \text{ т}$  - маса основного вантажу;

$G_{БЛ} = 0.4 \text{ т}$  - маса зрівняльних блоків;

$G_{ПР} = 1.2 \text{ т}$  - маса привода й опорних коліс візка;

$G_{Р} = 7 \text{ т}$  - маса рами візка;

$G_{МП} = 6 \text{ т}$  - маса механізму головного підйому;

$G_{К} = 1.5 \text{ т}$  - маса катків;

$$B = 1600 \text{ мм}; B_1 = 300 \text{ мм}; B_2 = 600 \text{ мм}; L_2 = 650 \text{ мм};$$

Складаючи рівняння моментів відносно опор 1 і 2, знаходимо відповідні реакції.

З номінальним вантажем:

$$\begin{aligned} R_1^{\max} &= \frac{(G_{II} + Q_{ГЛ} + G_{БЛ})(B + L_2) + G_{ПР} \cdot B + G_P(B - B_1) + G_{МП}(B - B_2)}{B} = \\ &= \frac{(1 + 55 + 0.4)(1.9 + 0.65) + 1.2 \cdot 1.9 + 7(1.9 - 0.3) + 6(1.9 - 0.6)}{1.6} = \quad , \quad (2.75) \\ &= 103 \text{ т} = 1010 \text{ кН} \end{aligned}$$

реакція спрямована вгору;

$$\begin{aligned} R_2^{\max} &= \frac{(G_{II} + Q_{ГЛ} + G_{БЛ})L_2 + G_P \cdot B_1 + G_{МП} \cdot B_2 + G_K \cdot B}{B} = \\ &= \frac{(1 + 50 + 0.4) \cdot 0.65 + 7 \cdot 0.3 + 6 \cdot 0.6 + 1.5 \cdot 1.9}{1.6} = \quad , \quad (2.76) \\ &= -8.8 \text{ т} = -86 \text{ кН} \end{aligned}$$

реакція спрямована вниз.

Без вантажу:

$$\begin{aligned} R_1^{\min} &= \frac{(G_{II} + G_{БЛ})(B + L_2) + G_{ПР} \cdot B + G_P(B - B_1) + G_{МП}(B - B_2)}{B} = \\ &= \frac{1,6(1,9 + 1,8) + (1 + 0,4)(1,9 + 0,65) + 1,2 \cdot 1,9 + 7(1,9 - 0,3) + 6(1,9 - 0,6)}{1,6} = \quad , \quad (2.77) \\ &= 13,7 \text{ т} = 134 \text{ кН} \end{aligned}$$

реакція спрямована вгору;

$$R_2^{\min} = \frac{(G_{II} + G_{БII})L_2 + G_P \cdot B_1 + G_{МИ} \cdot B_2 + G_K \cdot B}{B} =$$

$$= \frac{-1.6 \cdot 1.8 - (1 + 0.4) \cdot 0.65 + 7 \cdot 0.3 + 6 \cdot 0.6 + 1.5 \cdot 1.9}{1.6} = 1.73 \text{ м} = 17 \text{ кН} \quad , \quad (2.78)$$

реакція спрямована вгору.

Враховуючи нерівномірність розподілу навантаження між колесами, що перебувають на одній рейці, приймемо величину навантаження на колесо рівної  $0,6R$ .

Таким чином, навантаження на опорне колесо візка становить:

$$R_{ОП}^{\max} = 0.6R_1^{\max} = 0.6 \cdot 1010 = 606 \text{ кН}; \quad (2.79)$$

$$R_{ОП}^{\min} = 0.6R_1^{\min} = 0.6 \cdot 134 = 80 \text{ кН}. \quad (2.80)$$

Навантаження на коток візка становить:

$$R_K^{\max} = 0.15R_2^{\max} = 0.15 \cdot 86 = 13 \text{ кН}; \quad (2.81)$$

Максимальне навантаження на підтримувальний ролик:

$$R_P^{\max} = 0.6R_2^{\min} = 0.6 \cdot 17 = 10 \text{ кН}. \quad (2.82)$$

### 2.2.3. Вибір опорних коліс, котків і підтримувальних роликів візка

#### *Опорні колеса*

Згідно з рекомендаціями, наведеними в [17], вибираємо опорне колесо з діаметром доріжки кочення 630 мм. Підвізкова рейка – Р43.

Перевіряємо колесо по допустимих контактних напруженнях:

$$\sigma_{КОН} = \alpha_2 \sqrt[3]{\frac{k_T P}{10(D/2 + R)^2}} \leq [\sigma_{КОН}], \quad (2.83)$$

де  $\alpha_2 = 400$  для сталевих коліс [17],

$k_T = 1.2$  – коефіцієнт поштовхів;

$R = 30$  см – радіус закруглення головки рейки;

$P = 0,5R_{OP}^{\max}$  - еквівалентне навантаження на колесо;

$D = 63$  см - діаметр колеса;

$[\sigma_{KOH}]$  - допустимі контактні напруження; для точкового контакту

коліс зі сталі 40Х с твердістю поверхні кочення 350НВ  $[\sigma_{KOH}] = 1600$  МПа [17].

$$\sigma_{KOH} = 400_3 \sqrt{\frac{1.2 \cdot 0.5 \cdot 606000}{10(63/2 + 30)^2}} = 851 \text{ МПа} < [\sigma_{KOH}]. \quad (2.84)$$

Умова контактної міцності виконується.

Формуємо профіль доріжки кочення (рис. 2.12).

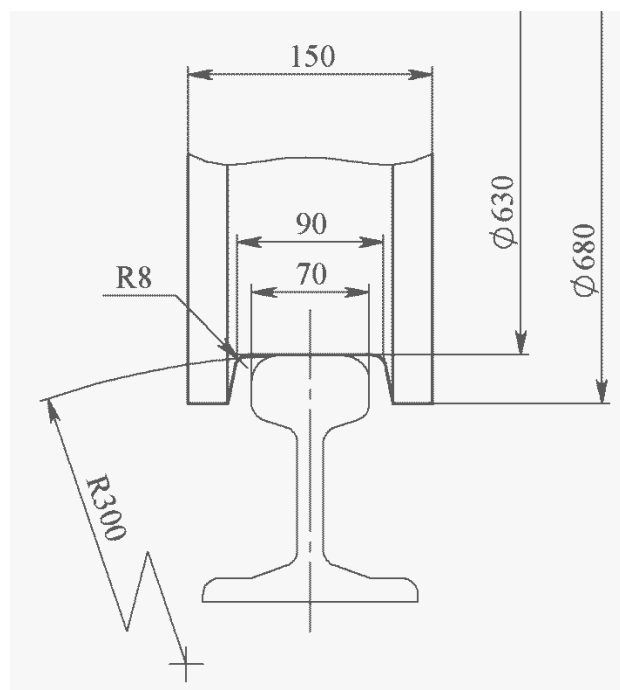


Рисунок 2.12 - Профіль опорного колеса візка

*Котки*

Вибираємо коток з діаметром доріжки кочення 180 мм. Монорейка – двотавр 45М ГОСТ 19425-74.

Перевіряємо коток по допустимих напруженнях зминання:

$$\sigma_{CM} = \left( 16500 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{r^2}} \right) / 9.81 \leq [\sigma_{CM}], \quad (2.85)$$

де  $m = 0.6$  - коефіцієнт, що залежить від відношення найменшого радіуса (R90, рис. 2.16) до найбільшого (R300);

$r = 30$  см - найбільший із двох радіусів дотичних поверхонь;

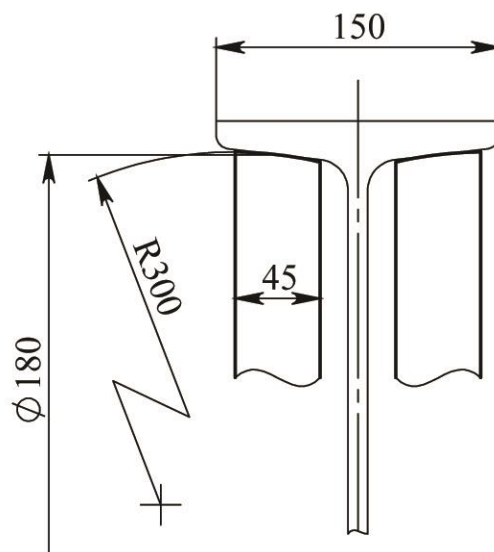
$P = R_K^{\max} = 1300$  кг - розрахункове навантаження на коток;

$[\sigma_{CM}]$  - допустимі напруження місцевого зминання; для точкового контакту котків зі сталі 45 із твердістю поверхні кочення 350НВ  $[\sigma_{кон}] = 1800$  МПа [17].

$$\sigma_{CM} = \left( 16500 \cdot 0.6 \cdot \sqrt[3]{\frac{1300}{30^2}} \right) / 9.81 = 1140 \text{ МПа} \leq [\sigma_{CM}]. \quad (2.86)$$

Умова контактної міцності виконується.

Формуємо профіль доріжки кочення котка (рис. 2.13).



## Рисунок 2.13 - Профіль котка візка

*Підтримуючі ролики.*

Вибираємо ролик з діаметром доріжки кочення 100 мм.

Перевіряємо ролик по допустимих напруженнях зминання:

$$\sigma_{CM} = \left( 16500 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{r^2}} \right) / 9.81 \leq [\sigma_{CM}], \quad (2.87)$$

де  $m = 0.68$  - коефіцієнт, що залежить від відношення найменшого радіуса (R50, рис. 2.17) до найбільшого (R200);

$r = 20$  см - найбільший із двох радіусів дотичних поверхонь;

$P = R_p^{\max} = 1020$  кг - розрахункове навантаження на ролик, кг;

$[\sigma_{CM}]$  - допустимі напруження місцевого зминання; для точкового контакту роликів зі сталі 45 із твердістю поверхні кочення 350НВ  $[\sigma_{кон}] = 1800$  МПа [17].

$$\sigma_{CM} = \left( 16500 \cdot 0.68 \cdot \sqrt[3]{\frac{1020}{20^2}} \right) / 9.81 = 1563 \text{ МПа} \leq [\sigma_{CM}]. \quad (2.88)$$

Умова контактної міцності виконується.

Формуємо профіль доріжки кочення ролика (рис. 2.14).

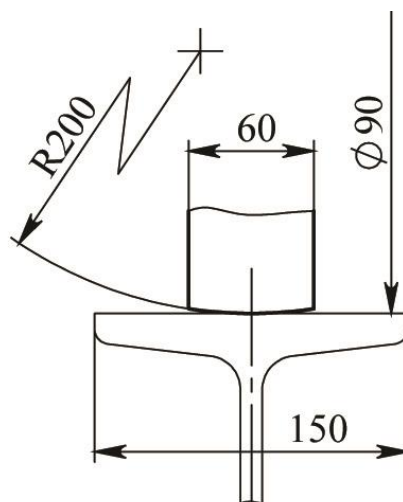


Рисунок 2.14 - Профіль підтримуючого ролика

## 2.2.4. Визначення опору пересуванню візка

$$W = W_{TP} + W_{УК} + W_I, \quad (2.89)$$

де  $W_{TP}$  - сила тертя кочення коліс по рейках, і в підшипниках опор;

$W_{УК}$  - опір від ухилу шляху;

$W_I$  - сила інерції при розгоні.

Опір тертя візка складається з опорів тертя опорних коліс і катків, а також їх підшипників. У загальному випадку опір тертя розраховується по формулі:

$$W_{TP} = P \frac{2\mu + fd}{D} \cdot K_P \cdot 9.81, \quad (2.90)$$

де  $P$  - розрахункове навантаження на колесо, кг;

$\mu$  - плече тертя кочення колеса;

$f$  - коефіцієнт тертя в підшипниках опор вала колеса; для кулькових підшипників  $f = 0.015$ ;

$d$  - діаметр підшипників коліс, см; для підшипників кочення умовно приймається рівним діаметру вала;

$K_P$  - коефіцієнт, що враховує тертя в ребордах коліс;

Опір тертя опорних коліс:

$$W_{TP}^{OP} = R_1^{\max} \frac{2\mu + fd}{D_{OP}} \cdot K_P^{OP} = 1010000 \frac{2 \cdot 0.08 + 0.015 \cdot 13}{63} \cdot 2.5 = 15355 \text{ Н} . \quad (2.91)$$

Опір тертя котків:

$$W_{TP}^K = R_2^{\max} \frac{2\mu + fd}{D_K} \cdot K_P^K = 86000 \frac{2 \cdot 0.03 + 0.015 \cdot 4.5}{18} \cdot 1.2 = 731 \text{ Н} . \quad (2.92)$$

$$W_{TP} = W_{TP}^{OP} + W_{TP}^K = 15355 + 731 = 16086 \text{ Н} . \quad (2.93)$$

Опір від ухилу шляху:

$$W_{yK} = \alpha(Q_{ГЛ} + G_T) \cdot 9810 = 0.002(55 + 19.5) \cdot 9810 = 1462 \text{ Н} , \quad (2.94)$$

де  $\alpha = 0,002$  - ухил підвізкового шляху [16]

Сила інерції при розгоні візка:

$$W_i = 10^3(Q_{ГЛ} + G_T) \cdot [a] = 10^3(55 + 19.5) \cdot 0.1 = 7450 \text{ Н} , \quad (2.95)$$

де  $[a]$  - допустиме прискорення при розгоні візка;  $[a] = 0.1 \text{ м/с}^2$ .

Загальний опір пересуванню візка:

$$W = 16086 + 1462 + 7450 = 24998 \text{ Н} .$$

Статичний опір пересуванню візка:

$$W_{CT} = 16086 + 1462 = 17548 \text{ Н} .$$

### **2.2.5. Визначення необхідної потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрівання**

Потужність на валу двигуна:

$$P = \frac{W \cdot V_T}{10^3 \eta_3 \psi} = \frac{24998 \cdot 0.76}{10^3 \cdot 0.85 \cdot 1.6} = 13.9 \text{ кВт} , \quad (2.96)$$

де  $V_T$  - швидкість пересування візка, м/с;

$\eta_3$  - ККД привода;

$\psi$  - середня кратність пускового моменту; для двигунів типу МТ  
 $\psi = 1,5 \dots 1,6$ .

Еквівалентна потужність двигуна:

$$P_{EKB} = P_{CT} \gamma K_{25}, \quad (2.97)$$

де  $P_{CT}$  - необхідна потужність на валу двигуна при усталеному русі;

$\gamma$  - коефіцієнт, що залежить від відношення часу пуску до часу циклу; для механізму пересування візка  $\gamma = 1.12$ ;

$K$  - коефіцієнт, що залежить від режиму роботи,  $K_{25} = 0.5$ .

$$P_{CT} = \frac{W_{CT} \cdot V_T}{10^3 \eta_3} = \frac{17548 \cdot 0.76}{10^3 \cdot 0.85} = 15.7 \text{ кВт} . \quad (2.98)$$

$$P_{EKB} = 15.7 \cdot 1.12 \cdot 0.5 = 8.8 \text{ кВт} .$$

Вибираємо з каталогу двигун по потужності при ПВ=25% і за умови  
 $P_{EKB} \leq P_{\delta} \leq P$ .

Згідно [17], вибираємо двигун МТН 311-6 з такими технічними характеристиками (табл. 2.8):

Таблиця 2.8 - Характеристика двигуна [17].

Параметр	Значення
Потужність $P_{\delta}$ при ПВ 15%, кВт	13
Частота обертання $n_{\delta}$ , хв <sup>-1</sup>	935
Момент інерції ротора $I_p$ , кг м <sup>2</sup>	0.255
Кратність максимального моменту $T_{\max}/T_{\text{ном}}$	3
Маса, кг	170

### 2.2.6. Вибір редуктора

Необхідне передаточне відношення редуктора:

$$i'_p = \frac{n_d \cdot \pi D}{60 V_T} = \frac{935 \cdot \pi \cdot 0.63}{60 \cdot 0.76} = 40.56. \quad (2.99)$$

Крутний момент на вихідному валу редуктора:

$$M_T = \frac{30 \cdot P_{CT} \cdot i'_p}{\pi \cdot n_d} = \frac{30 \cdot 15700 \cdot 40.56}{\pi \cdot 935} = 6341 \text{ Нм}. \quad (2.100)$$

По допустимому крутному моменту при ПВ=25% з каталогу вибираємо редуктор ВКУ-610М-40 з такими технічними характеристиками (табл. 2.9):

Таблиця 2.9 - Характеристика редуктора.

Параметр	Значення
Міжосьова відстань $A_w$ , мм	610
Передаточне відношення $i_p$	41
Припустимий крутний момент на вихідному валу, Нм	12000
Маса, кг	360

Відхилення фактичного передаточного відношення від його номінальної величини:

$$\Delta i_p = \frac{|i'_p - i_p|}{i'_p} \cdot 100\% = \frac{|40.6 - 41|}{40.6} \cdot 100\% = 1\% \leq [10\%]. \quad (2.101)$$

Фактична швидкість пересування візка:

$$V_\phi = V_T - (V_T \cdot \Delta i_p) = 0.76 - (0.76 \cdot 0.01) = 0.75 \text{ м/с}. \quad (2.102)$$

### 2.2.7. Вибір гальма

Гальмо вибирається й регулюється, виходячи з моменту, який забезпечує необхідне уповільнення при гальмуванні візка:

$$T_{\Gamma} = \frac{I_{3B}^{\Gamma} \omega_d}{t_{\Gamma}} - T_{CT}^{\Gamma} = \frac{4.24 \cdot 97.9}{7.5} - 3.7 = 51.9 \text{ Нм}, \quad (2.103)$$

де  $\omega_d$  - кутова швидкість електродвигуна,  $\text{с}^{-1}$ ;

$t_{\Gamma}$  - час гальмування візка, с;

$$t_{\Gamma} = \frac{V_{\phi}}{[a]} = \frac{0.75}{0.1} = 7.5 \text{ с}, \quad (2.104)$$

де  $[a] = 0.1 \text{ м/с}^2$  - допустиме уповільнення при гальмуванні;

$I_{3B}^{\Gamma}$  - зведений до вала двигуна момент інерції мас, що рухаються,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$T_{CT}^{\Gamma}$  - момент сил опору пересуванню візка при усталеному русі, Н.

$$\begin{aligned} I_{3B}^{\Gamma} &= \delta(I_P + I_M) + m \frac{R^2}{i_P^2} \cdot \eta_3 = \\ &= 1.2(0.255 + 0.125) + 75500 \frac{0.315^2}{41^2} \cdot 0.85 = 4.24 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned}, \quad (2.105)$$

де  $\delta(I_P + I_M)$  - момент інерції обертових мас,  $\delta = 1, 1 \dots 1, 2$ ;

$I_P$  - момент інерції ротора двигуна,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$I_M$  - момент інерції пружної муфти,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;

$m$  - маса крана або візка з вантажем, кг;

$R$  - радіус колеса, м;

$i_P$  - передаточне відношення редуктора ;

$\eta_3$  - загальний ККД.

$$T_{CT} = \frac{W_{TP}R}{i_p^2 \eta_3} = \frac{16086 \cdot 0.315}{41^2 \cdot 0.85} = 3.7 \text{ Нм}; \quad (2.106)$$

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n_d}{30} = \frac{\pi \cdot 935}{30} = 97.9 \text{ с}^{-1}; \quad (2.107)$$

Згідно [13], вибираємо гальмо ТКГ-160 з такими технічними характеристиками (табл. 2.10):

Таблиця 2.10 - Характеристика гальма

Параметр	Значення
Діаметр шківів, мм	160
Ширина колодки, мм	70
Гальмовий момент, Нм	100
Тип гідроштовхача	ТЭ-16
Маса, кг	21,5

### 2.2.8. Перевірка обраного гальма за часом уповільнення ненавантаженого візка

Час гальмування порожнього візка визначаємо по наступній формулі:

$$t_{\Gamma}^1 = \frac{I_{3B}^{1T} \omega}{T_{\Gamma} + T_{CT}^1} \geq t_{\Gamma \min}, \quad (2.108)$$

де  $T_{CT}^1$  - момент опору пересуванню ненавантаженого візка, Нм;

$I_{3B}^{1T}$  - зведений до вала двигуна момент інерції мас, що рухаються, кг·м<sup>2</sup>;

$t_{\Gamma \min}$  - мінімальний час гальмування за умови відсутності ковзання по рейці ( $K_{сц} > 1,2$ ), с;

$$I_{3B}^{1T} = \delta(I_P + I_M) + G_T \frac{R^2}{i_p^2} \eta_3 = 1.2(0.255 + 0.125) + 19500 \frac{0.315^2}{41^2} \cdot 0.85 = 1.43 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (2.109)$$

$$T_{CT}^1 = \frac{W_{TP}^1 D}{2i_p^2 \eta_3} = \frac{2100 \cdot 0.63}{2 \cdot 41^2 \cdot 0.85} = 0.5 \text{ Нм}, \quad (2.110)$$

де  $W_{TP}^1$  - опір пересуванню ненавантаженого візка, Н;

$$W_{TP}^1 = 2 \cdot R_{оп}^{\min} \frac{2\mu + fd}{D_{оп}} \cdot K_P^{оп} + 2 \cdot R_P^{\max} \frac{2\mu + fd}{D_K} \cdot K_P^K =$$

$$= 134000 \frac{2 \cdot 0.08 + 0.015 \cdot 13}{63} \cdot 2.5 + 17000 \frac{2 \cdot 0.03 + 0.015 \cdot 3.5}{9} = 2100 \text{ Н} \quad (2.111)$$

$$t_{Г\min} = \frac{1.2 \cdot G_T \cdot V_\phi}{R_{оп}^{\min} \phi} = \frac{1.2 \cdot 19500 \cdot 0.75}{80000 \cdot 0.2} = 1.1 \text{ с}, \quad (2.112)$$

де  $\phi$  - коефіцієнт зчеплення коліс із рейкою (при роботі в закритому приміщенні  $\phi = 0.2$ ).

$$t_\Gamma^1 = \frac{1.43 \cdot 97.9}{51.9 + 0.5} = 2.7 \text{ с} > t_{Г\min}.$$

Умова виконується.

### 2.2.9. Вибір муфт

Для з'єднання вала двигуна з валом редуктора застосовуємо пружну напівмуфту, сполучену з гальмівним шківом.

Муфту вибираємо згідно [9] по максимальному моменту й діаметру шківа:

$$T_{MI} = T_{HI} \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{\max}, \quad (2.113)$$

де  $T_H$  – номінальний момент, який передає муфта;

$$T_{H1} = \frac{30 \cdot P_{CT}}{\pi \cdot n_D} = \frac{30 \cdot 15.3 \cdot 10^3}{\pi \cdot 935} = 156 \text{ Нм}, \quad (2.114)$$

$K_1$  – коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму; для механізму пересування  $K_1 = 1.2$ ;

$K_2$  – коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму; для середнього режиму  $K_2 = 1.2$  [11].

$$T_{M1} = 156 \cdot 1.2 \cdot 1.2 = 225 \text{ Нм}. \quad (2.115)$$

Таблиця 2.11 – Характеристика муфти двигуна

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент $T_M$ , Нм	350
Момент інерції муфти $I_M$ , кг·м <sup>2</sup>	0,125
Діаметр гальмового шківa $D$ , мм	160
Маса, кг	16

Для з'єднання вихідного вала редуктора з валом колеса застосовуємо зубчасту муфту.

$$T_{H2} = T_{H1} \cdot i_P = 156 \cdot 41 = 6396 \text{ Нм}, \quad (2.116)$$

$$T_{M2} = 6396 \cdot 1.2 \cdot 1.2 = 9210 \text{ Нм}.$$

Таблиця 2.12 – Характеристика зубчастої муфти редуктора

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент $T_M$ , Нм	1000
Момент інерції муфти $I_M$ , кг·м <sup>2</sup>	0,5
Маса, кг	32

## 2.2.10. Перевірка двигуна за часом розгону й запасу зчеплення коліс із рейкою

Для ненавантаженого візка час розгону, с:

$$t_p^1 = \frac{I_{3B}^1 \cdot \omega}{T_{II}^{CP} - T_{CT}^1} = \frac{1.43 \cdot 97.9}{214 - 0.5} = 0.65 \text{ с}, \quad (2.117)$$

де  $T_{II}^{CP}$  - середньопусковий момент двигуна,

$$T_{II}^{CP} = \psi T_{H1} = 1.6 \cdot 133 = 214 \text{ Нм}, \quad (2.118)$$

$T_H$  - номінальний момент двигуна, Нм,

$$T_H = \frac{30 \cdot P_\partial}{\pi \cdot n_\partial} = \frac{30 \cdot 13000}{\pi \cdot 935} = 133 \text{ Нм}, \quad (2.119)$$

де  $P_\partial$  - потужність двигуна, кВт;

$n_\partial$  - частота обертання вала двигуна, хв<sup>-1</sup>;

$\psi$  - середня кратність пускового моменту двигуна;

Сила інерції при розгоні ненавантаженого візка, Н:

$$W_i = G_T \frac{V_\phi}{t_p^1} = 19500 \frac{0.75}{0.65} = 22500 \text{ Н}. \quad (2.120)$$

Опір у цапфах приводних коліс ненавантаженого візка, Н

$$W_{TP}^{IP} = R_{OP}^{\min} \frac{f \cdot d}{D_{OP}} = 80000 \frac{0.015 \cdot 13}{63} = 248 \text{ Н}, \quad (2.121)$$

де  $f = 0,015$  – коефіцієнт тертя в цапфах приводних коліс;

$d$  - діаметр відповідної цапфи, см;

$D$  - діаметр ходового колеса, см.

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу:

$$K_{сц} = \frac{R_{MIN} \cdot \varphi}{W_{TP}^1 + W_i - W_{TP}^{IP}} = \frac{80000 \cdot 0.2}{2100 + 22500 - 248} = 0.65 < [1.2], \quad (2.122)$$

де  $\varphi$  - коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі в закритому приміщенні  $\varphi = 0.2$ .

Умова нормального пуску візка не виконується, і можливе виникнення буксування приводного колеса, отже необхідно передбачити в електричній схемі підключення привода засоби поступового пуску і розгону механізму.

## 2.3. МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

Вихідні дані:

Вантажопідйомність мосту $Q_{\text{MAX}}$ , т	55
Швидкість пересування крана $V_{\text{КР}}$ , м/с	1,12
Маса крана $G_{\text{КР}}$ , т	55,4
Проліт крана $L$ , м	22,5
Група класифікації за ІСО 4301/1	М5

### 2.3.1. Вибір кінематичної схеми механізму

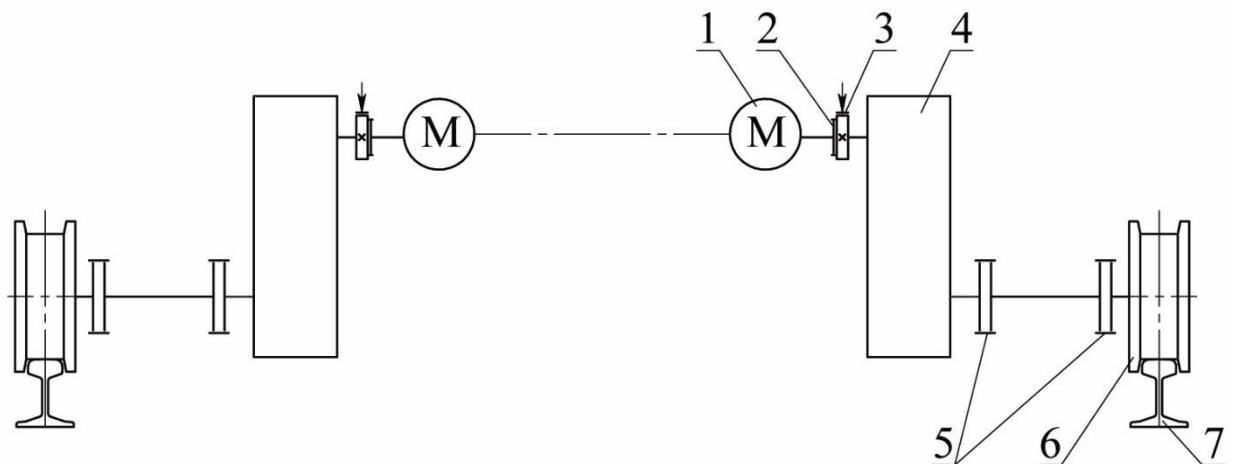


Рисунок 2.15 – Кінематична схема механізму пересування крана:

- 1 – електродвигун; 2 – муфта зубчаста в складі гальмового шківів;  
 3 – гальмо; 4 – редуктор; 5 – муфта зубчаста; 6 – колесо ходове;  
 7 – рейка підкранова.

### 2.3.2. Визначення мінімального й максимального тиску на колесо крана

Розрахункова схема для визначення тиску на колеса крана наведена на рис. 2.16. Розрахунок тиску проводиться для двох коліс, що перебувають на одній рейці для випадків, коли візок з вантажем перебуває над опорою (максимальний тиск) і коли порожній візок перебуває над протилежною опорою (мінімальний тиск). На схемі:

$G_B = 19.5 \text{ т}$  - маса вантажного візка;

$Q_{MAX} = 55 \text{ т}$  - маса вантажу;

$G_M = 35.9 \text{ т}$  - маса моста з рейками;

$L = 22.5 \text{ м}$  - проліт крана;

$L_{MIN} = 2.1 \text{ м}$  - мінімальна відстань від опори крана до центра ваги візка з

максимальним вантажем;

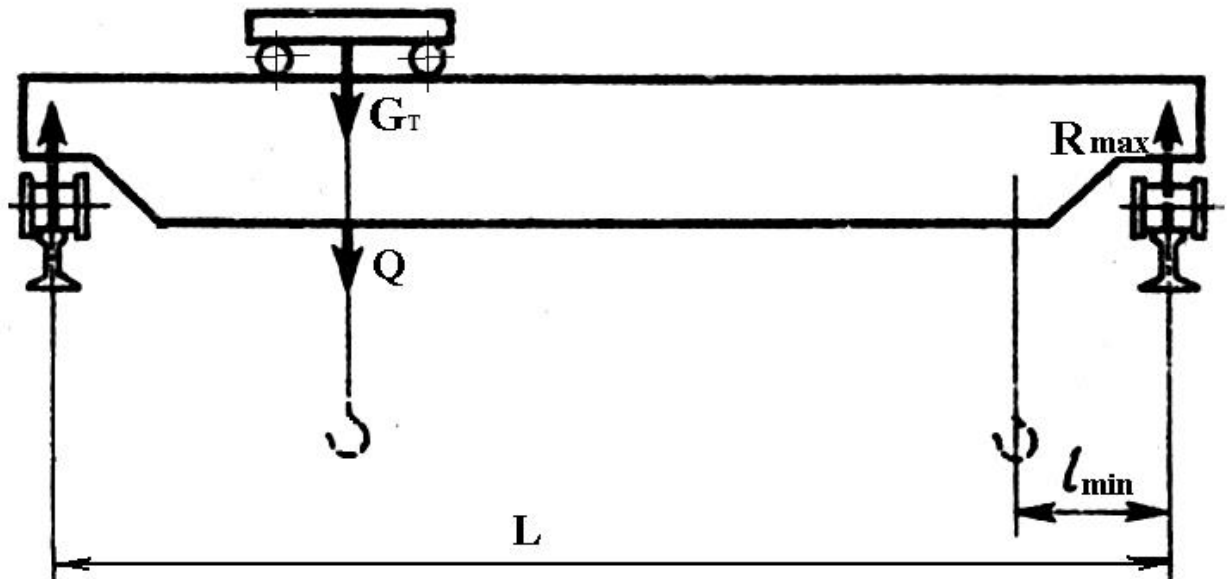


Рисунок 2.16 – Схема до розрахунку тиску на колесо крана

Складаючи рівняння моментів, визначимо силу тиску колесо крана.

Максимальний тиск:

$$\begin{aligned}
 R_{MAX} &= \left[ \frac{G_M}{4} + (Q + G_B) \frac{L - l_{min}}{2L} \right] \cdot 9810 = \\
 &= \left[ \frac{35.9}{4} + (55 + 19.5) \frac{22.5 - 2.1}{2 \cdot 22.5} \right] \cdot 9810 = 419361 \text{ Н}
 \end{aligned}
 \tag{2.123}$$

Мінімальний тиск:

$$R_{MIN} = \left[ \frac{G_M}{4} + 2G_B \frac{l_{min}}{2L} \right] \cdot 9810 = \left[ \frac{35.9}{4} + 19.5 \frac{1.8}{2 \cdot 22.5} \right] \cdot 9810 = 95697 \text{ Н}. \quad (2.124)$$

### 2.3.3. Вибір коліс крана

Згідно з рекомендаціями, наведеними в [17], вибираємо опорне колесо з діаметром доріжки кочення 710 мм. Підкранова рейка – КР80.

Перевіряємо колесо на допускні контактні напруження:

$$\sigma_{КОН} = \alpha_2 \sqrt[3]{\frac{k_T P}{10(D/2 + R)^2}} \leq [\sigma_{КОН}], \quad (2.125)$$

де  $\alpha_2 = 400$  для сталевих коліс [17],

$k_T = 1.2$  – коефіцієнт поштовхів;

$R = 40 \text{ см}$  – радіус закруглення головки рейки;

$P = 0.5R_{MAX}$  – еквівалентне навантаження на колесо;

$D = 71 \text{ см}$  – діаметр колеса;

$[\sigma_{КОН}]$  – допустимі контактні напруження; для точкового контакту

колес зі сталі 40Х с твердістю поверхні кочення 350НВ  $[\sigma_{КОН}] = 1600 \text{ МПа}$  [17].

$$\sigma_{КОН} = 400 \sqrt[3]{\frac{1.2 \cdot 0.5 \cdot 419361}{10(71/2 + 40)^2}} = 656 \text{ МПа} < [\sigma_{КОН}].$$

Умова контактної міцності виконується.

Формуємо профіль доріжки кочення (рис. 2.17).

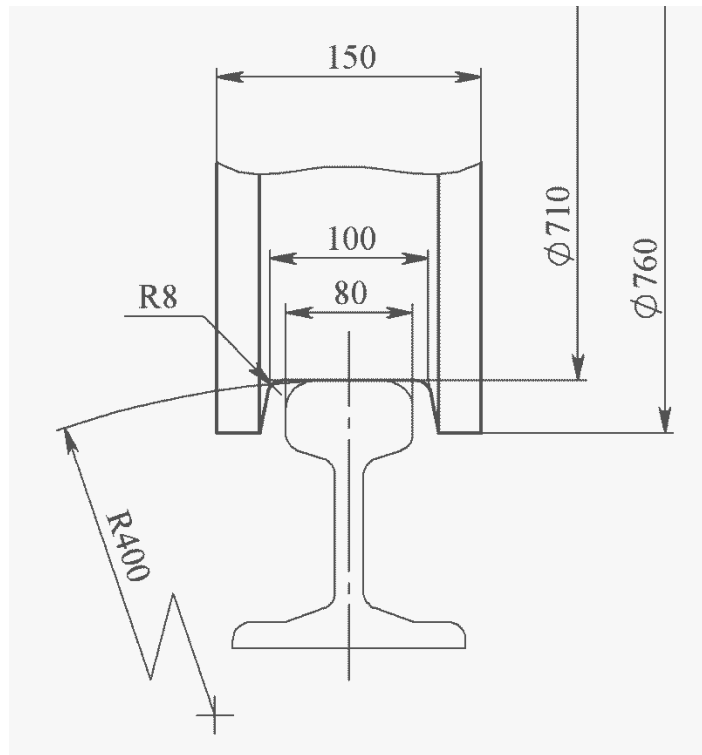


Рисунок 2.17 – Профіль колеса крана

### 2.3.4. Визначення опору пересуванню крана

$$W = W_{TP} + W_{VK} + W_I, \quad (2.126)$$

де  $W_{TP}$  – сила тертя кочення коліс по рейках, і в підшипниках опор;

$W_{VK}$  – опір від ухилу шляху;

$W_I$  – сила інерції при розгоні.

У загальному випадку опір тертя розраховується по формулі:

$$W_{TP} = P \frac{2\mu + fd}{D} \cdot K_P \cdot 9.81, \quad (2.127)$$

де  $P = Q_{MAX} + G_{KP} = 55000 + 55400 = 110400$  кг – маса крана з вантажем;

$\mu$  – плече тертя кочення колеса;

$f$  – коефіцієнт тертя в підшипниках опор вала колеса; для кулькових підшипників  $f = 0.015$ ;

$d$  – діаметр підшипників коліс, див; для підшипників кочення умовно приймається рівним діаметру вала;

$K_p$  – коефіцієнт, що враховує тертя в ребордах коліс.

Опір тертя коліс крана:

$$W_{TP} = 110400 \frac{2 \cdot 0.08 + 0.015 \cdot 13}{71} \cdot 1.5 \cdot 9.81 = 8123 \text{ Н} . \quad (2.125)$$

У перерахуванні на один привод прийmemo:

$$W_{TP1} = 0.6W_{TP} = 0.6 \cdot 8123 = 4874 \text{ Н} . \quad (2.129)$$

Опір від ухилу шляху:

$$W_{VK} = \alpha(Q_{MAX} + G_{KP}) \cdot 9810 = 0.003(55 + 55.4) \cdot 9810 = 3249 \text{ Н} , \quad (2.130)$$

де  $\alpha = 0,003$  - ухил підкранової колії [16]

У перерахуванні на один привод прийmemo:

$$W_{VK1} = 0.6W_{VK} = 0.6 \cdot 3249 = 1949 \text{ Н} . \quad (2.131)$$

Сила інерції при розгоні крана:

$$W_i = 10^3(Q + G_K) \cdot [a] = 10^3(55 + 55.4) \cdot 0.1 = 11040 \text{ Н} , \quad (2.132)$$

де  $[a]$  – допустиме прискорення при розгоні крана; для мостових кранів і візків загального призначення  $[a] = 0.1 \text{ м/с}^2$ .

У перерахуванні на один привод приймемо:

$$W_{i1} = 0.6W_i = 0.6 \cdot 11040 = 6624 \text{ Н} . \quad (2.133)$$

Загальний опір пересуванню крана в перерахуванні на один привод:

$$W_1 = 4874 + 1949 + 6624 = 13447 \text{ Н} . \quad (2.134)$$

Статичний опір пересуванню крана:

$$W_{1CT} = 4874 + 1949 = 6823 \text{ Н} . \quad (2.135)$$

### 2.3.5. Визначення необхідної потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрівання

Потужність на валу двигуна:

$$P' = \frac{W_1 \cdot V_{KP}}{10^3 \eta_3 \psi} = \frac{13447 \cdot 1.12}{10^3 \cdot 0.85 \cdot 1.6} = 11.1 \text{ кВт} , \quad (2.136)$$

де  $V_{KP}$  – швидкість пересування крана, м/с;

$\eta_3$  – ККД привода;

$\psi$  – середня кратність пускового моменту; для двигунів типу МТ

$\psi = 1,5 \dots 1,6$ .

Еквівалентна потужність двигуна:

$$P_{EKB} = P_{CT} \gamma_{K_{25}} , \quad (2.137)$$

де  $P_{CT}$  – необхідна потужність на валу двигуна при усталеному русі;

$\gamma$  – коефіцієнт, що залежить від відношення часу пуску до часу циклу; для механізму пересування крана  $\gamma = 1.12$ ;

$K$  – коефіцієнт, що залежить від режиму роботи,  $K_{25} = 0.5$ .

$$P_{CT} = \frac{W_{ICT} \cdot V_{KP}}{10^3 \eta_3} = \frac{6823 \cdot 1.12}{10^3 \cdot 0.85} = 9 \text{ кВт} . \quad (2.138)$$

$$P_{EKB} = 9 \cdot 1.12 \cdot 0.5 = 5 \text{ кВт} .$$

Вибираємо з каталогу двигун по потужності при ПВ=25%. Згідно [17], вибираємо двигун МТФ 311-6 з такими технічними характеристиками (табл. 2.13):

Таблиця 2.13 – Характеристика двигуна [17].

Параметр	Значення
Потужність $P_d$ при ПВ 25%, кВт	13
Частота обертання $n_d$ , хв <sup>-1</sup>	935
Момент інерції ротора $I_p$ , кг м <sup>2</sup>	0.225
Маса, кг	170

### 2.3.6. Вибір редуктора

Необхідне передаточне відношення привода:

$$i'_p = \frac{n_d \cdot \pi D_k}{60 V_{KP}} = \frac{935 \cdot \pi \cdot 0.71}{60 \cdot 1.12} = 31 . \quad (2.139)$$

Крутний момент на вихідному валу редуктора:

$$M_T = \frac{30 \cdot P_{CT} \cdot i'_p}{\pi \cdot n_d} = \frac{30 \cdot 9000 \cdot 31}{\pi \cdot 935} = 2851 \text{ Нм} . \quad (2.140)$$

По допустимому крутному моменту при ПВ=25% з каталогу вибираємо редуктор Ц2-400-31,5 з такими технічними характеристиками (табл. 2.14):

Таблиця 2.14 – Характеристика редуктора

Параметр	Значення
Міжосьова відстань $A_w$ , мм	410
Передаточне відношення $i_p$	20
Допустимий крутний момент на вихідному валу, Нм	3350
Допустима консольне навантаження на тихохідний вал, Н	10000
Маса, кг	360

Відхилення фактичного передаточного відношення від його номінальної величини:

$$\Delta i_p = \frac{|i'_p - i_p|}{i'_p} \cdot 100\% = \frac{|31 - 31.5|}{31} \cdot 100\% = 1.6\% \leq [10\%]. \quad (2.141)$$

Фактична швидкість пересування крана:

$$V_\phi = V_{KP} - (V_{KP} \cdot \Delta i_p) = 1.12 - (1.12 \cdot 0.016) = 1.1 \text{ м/с}. \quad (2.142)$$

### 2.3.7. Вибір гальма

Гальмо вибирається й регулюється, виходячи з моменту, який забезпечує необхідне уповільнення при гальмуванні крана:

$$T_\Gamma = 0.6 \left( \frac{I_{3B}^\Gamma \omega_d}{t_\Gamma} - T_{CT}^\Gamma \right) = 0.6 \left( \frac{12.8 \cdot 97.9}{11} - 3.4 \right) = 66.3 \text{ Нм}, \quad (2.143)$$

де  $\omega_d = \frac{\pi \cdot n_d}{30} = \frac{\pi \cdot 935}{30} = 97.9 \text{ с}^{-1}$  – кутова швидкість електродвигуна;

$t_{\Gamma}$  – час гальмування крана, с;  $t_{\Gamma} = \frac{V_{\phi}}{[a]} = \frac{1.1}{0.1} = 11$  с;

$[a] = 0.1$  м/с<sup>2</sup> – допустиме уповільнення при гальмуванні;

$I_{3B}^{\Gamma}$  – зведений до вала двигуна момент інерції мас, що рухаються, кг·м<sup>2</sup>;

$T_{CT}^{\Gamma}$  – момент сил опору пересуванню крана при усталеному русі, Н.

$$I_{3B}^{\Gamma} = \delta(2I_P + 2I_M) + m \frac{R^2}{i_p^2} \cdot \eta_3 =$$

$$= 1.2 \cdot (2 \cdot 0.225 + 2 \cdot 0.125) + 110400 \frac{0.355^2}{31.5^2} \cdot 0.85 = 12.8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (2.144)$$

де  $\delta(2I_P + 2I_M)$  – момент інерції обертових мас,  $\delta = 1, 1 \dots 1, 2$ ;

$I_P$  – момент інерції ротора двигуна, кгм<sup>2</sup>;

$I_M$  – момент інерції муфти, кгм<sup>2</sup>;

$m$  – маса крана або візка з вантажем, кг;

$R$  – радіус колеса, м;

$i_p$  – передаточне відношення редуктора ;

$\eta_3$  – загальний ККД.

$$T_{CT}^{\Gamma} = \frac{W_{TP} R}{U_T^2 \eta_3} = \frac{8123 \cdot 0.355}{31.5^2 \cdot 0.85} = 3.4 \text{ Нм}; \quad (2.145)$$

Згідно [13], вибираємо 2 гальма ТКГ-160 з такими технічними характеристиками (табл. 2.15):

Таблиця 2.15 – Характеристика гальма

Параметр	Значення
Діаметр шківів, мм	160
Ширина колодки, мм	70
Гальмовий момент, Нм	100
Тип гідроштовхача	ТЭ-16
Маса, кг	21

### 2.3.8. Перевірка обраного гальма за часом гальмування ненавантаженого крана

$$t_{\Gamma}^1 = \frac{I_{3B}^{1T} \omega}{2T_{\Gamma} + T_{CT}^1} = \frac{6.8 \cdot 97.9}{2 \cdot 66.3 + 0.9} = 5 \text{ с} > t_{\Gamma \min}, \quad (2.146)$$

де  $T_{CT}^1$  – момент опору пересуванню ненавантаженого крана, Нм;

$I_{3B}^{1T}$  – зведений до вала двигуна момент інерції мас, що рухаються, кг·м<sup>2</sup>;

$t_{\Gamma \min}$  – мінімальний час гальмування за умови відсутності ковзання по рейці ( $K_{сц} > 1,2$ ), с;

$$I_{3B}^{1T} = \delta(2I_P + 2I_M) + G_{KP} \frac{R^2}{i_P^2} \eta_3 =$$

$$= 1.2 \cdot (2 \cdot 0.225 + 2 \cdot 0.125) + 55400 \frac{0.355^2}{31.5^2} \cdot 0.85 = 6.8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad ; \quad (2.147)$$

$$T_{CT}^1 = \frac{W_{TP}^1 D}{2i_P^2 \eta_3} = \frac{4076 \cdot 0.355}{2 \cdot 31.5^2 \cdot 0.85} = 0.9 \text{ Нм}, \quad (2.148)$$

де  $W_{TP}^1$  - опір пересуванню ненавантаженого крана, Н;

$$W_{TP}^1 = G_{KP} \frac{2\mu + fd}{D_K} K_P \cdot 9.81 =$$

$$= 55400 \frac{2 \cdot 0.08 + 0.015 \cdot 13}{71} \cdot 1.5 \cdot 9.81 = 4076 \text{ Н} \quad (2.149)$$

$$t_{\Gamma \min} = \frac{1.2 G_{KP} V_{\Phi}}{2 R_{\min} \varphi} = \frac{1.2 \cdot 55400 \cdot 1.1}{2 \cdot 95697 \cdot 0.2} = 1.9 \text{ с}, \quad (2.150)$$

де  $\varphi$  - коефіцієнт зчеплення коліс із рейкою (при роботі в приміщенні  $\varphi = 0.2$ ).

Умова виконується.

### 2.3.9. Перевірка двигуна за часом розгону й запасу зчеплення коліс із рейкою

Для ненавантаженого крана час розгону, с:

$$t_p^1 = \frac{I_{3B}^1 \cdot \omega}{T_{II}^{CP} - T_{CT}^1} = \frac{6.8 \cdot 97.9}{213 - 0.9} = 3.14 \text{ с}, \quad (2.151)$$

де  $T_{II}^{CP}$  – середньопусковий момент двигуна,  $T_{II}^{CP} = T_H \psi$ ;

$T_H$  – номінальний момент двигуна, Нм,

$$T_{II}^{CP} = \psi \frac{30 \cdot P_D}{\pi \cdot n_D} = 1.6 \cdot \frac{30 \cdot 13000}{\pi \cdot 935} = 213 \text{ Нм}, \quad (2.152)$$

де  $P_D$  – потужність двигуна, кВт;

$n_D$  – частота обертання вала двигуна,  $\text{хв}^{-1}$ ;

$\psi$  – середня кратність пускового моменту двигуна;

Сила інерції при розгоні ненавантаженого крана, Н:

$$W_i = G_{KP} \frac{V_{\Phi}}{t_p^1} = 55400 \cdot \frac{1.1}{3.14} = 19408 \text{ Н}. \quad (2.153)$$

Опір у цапфах приводних коліс ненавантаженого крана, Н

$$W_{TP}^{IP} = 2R_{MIN} \cdot f \cdot d \cdot \frac{1}{D_K} = 2 \cdot 95697 \cdot 0.015 \cdot 0.13 \cdot \frac{1}{0.71} = 526 \text{ Н.} \quad (2.154)$$

де  $f = 0,015$  – коефіцієнт тертя в цапфах приводних коліс;

$d$  – діаметр цапфи, м;

$D_K$  – діаметр ходового колеса, м.

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу:

$$K_{CII} = \frac{2R_{MIN} \cdot \varphi}{W_{TP}^1 + W_i - W_{TP}^{IP}} = \frac{2 \cdot 95697 \cdot 0.2}{4076 + 19408 - 526} = 1.7 > [1.2] \quad (2.155)$$

де  $\varphi$  – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі в приміщенні

$\varphi = 0.2$ .

Умови нормального пуску крана виконуються.

### 3. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ

#### 3.1. Перевірочний розрахунок головної балки

##### 3.1.1. Визначення матеріалу та допустимих напружень

Для визначення матеріалу, з якого виготовлені несучі металоконструкції моста крана були відібрані зразки, піддані хімічному аналізу й механічним випробуванням у встановленому порядку, після чого було встановлено, що металоконструкція виготовлена з низьколегованої сталі 09Г2С ГОСТ 19281-89 з наступними механічними характеристиками:

Таблиця 3.1 – Механічні характеристики сталі 09Г2С.

Марка й категорія сталі	Тимчасовий опір розриву $\sigma_B$ , МПа	Границя текучості $\sigma_T$ , МПа	Відносне подовження $\delta_5$ , %
09Г2С	480	330	21

Розрахунок металоконструкції проводимо по методу допустимих напружень. Допустимі напруження в цьому випадку визначаються відносно границі текучості обраної сталі з урахуванням нормативного коефіцієнта запасу міцності:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{330}{1.4} = 236 \text{ МПа}, \quad (3.1)$$

де  $n$  - коефіцієнт запасу [17].

##### 3.1.2. Визначення розрахункових навантажень

Розрахунок балки ведемо за випадком навантаження 2 – при максимальному навантаженні робочого стану, яке виникає при роботі в найбільш важких умовах експлуатації (можливі перевантаження, різкі розгони й гальмування, поганий стан підвізкових рейок) і комбінації навантажень  $a$  – проводиться прискорений підйом або гальмування при

опусканні вантажу в найбільш не вигідному для розрахункового елемента положенні. Інші механізми крана не працюють.

Приймаємо наступні значення маси механізмів і елементів металоконструкції крана:

маса вантажу $Q_{MAX}$ , Т	55
маса головної балки $m_{ГБ}$ , Т	16
маса кінцевої балки $m_{КБ}$ , Т	1,6
маса вантажного візка $m_T$ , Т	19,25
маса кабіни $m_K$ , Т	1,5
маса привода моста $m_{П}$ , Т	0,95
маса електрошаф зліва $m_{Э1}$ , Т	2,2
маса електрошаф справа $m_{Э2}$ , Т	1,5

Приймаємо наступні розміри елементів металоконструкції крана:

проліт крана $L$ , м	22,5
база крана $B$ , м	6,0
база візка $B_T$ , м	3,98
колія візка $K_T$ , м	1,6
відстань від кінця балки до критичного перетину $a_1$ , м	9,26

$$a_1 = \frac{L}{2} - \frac{B_T}{2} = \frac{22.5}{2} - \frac{3.98}{2} = 9.26 \text{ м.} \quad (3.2)$$

відстань від кінця балки до центру ваги кабіни $a_2$ , м	2,0
відстань від кінця балки до центру ваги привода $a_3$ , м	1,5
довжина електрошаф $a_4$ на лівій опорі, м	5
довжина електрошаф $a_5$ на правій опорі, м	3,5
відстань від опори до електрошаф $a_6$ , м	2,5

Визначимо величини розрахункових навантажень, що діють на головну балку.

Сила ваги вантажу:

$$G_T = \psi \cdot Q_{MAX} \cdot 9810 = 1.2 \cdot 55 \cdot 9810 = 647.5 \text{ кН} , \quad (3.3)$$

де  $\psi = 1.2$  - коефіцієнт динамічності.

Сила ваги головної балки:

$$q_{ГБ} = \frac{m_{ГБ} \cdot 9810}{L} = \frac{16 \cdot 9810}{22.5} = 6.98 \text{ кН / м} . \quad (3.4)$$

Сила ваги візка:

$$G_T = m_T \cdot 9810 = 19.25 \cdot 9810 = 188.8 \text{ кН} . \quad (3.5)$$

Сила ваги кабіни:

$$G_K = m_K \cdot 9810 = 1.5 \cdot 9810 = 15 \text{ кН} . \quad (3.6)$$

Сила ваги привода:

$$G_{П} = m_{П} \cdot 9810 = 0.95 \cdot 9810 = 9.3 \text{ кН} . \quad (3.7)$$

Сила ваги електрошаф на лівій опорі:

$$q_{Э1} = \frac{m_{Э1} \cdot 9810}{a_4} = \frac{2.2 \cdot 9810}{5} = 4.3 \text{ кН / м} . \quad (3.8)$$

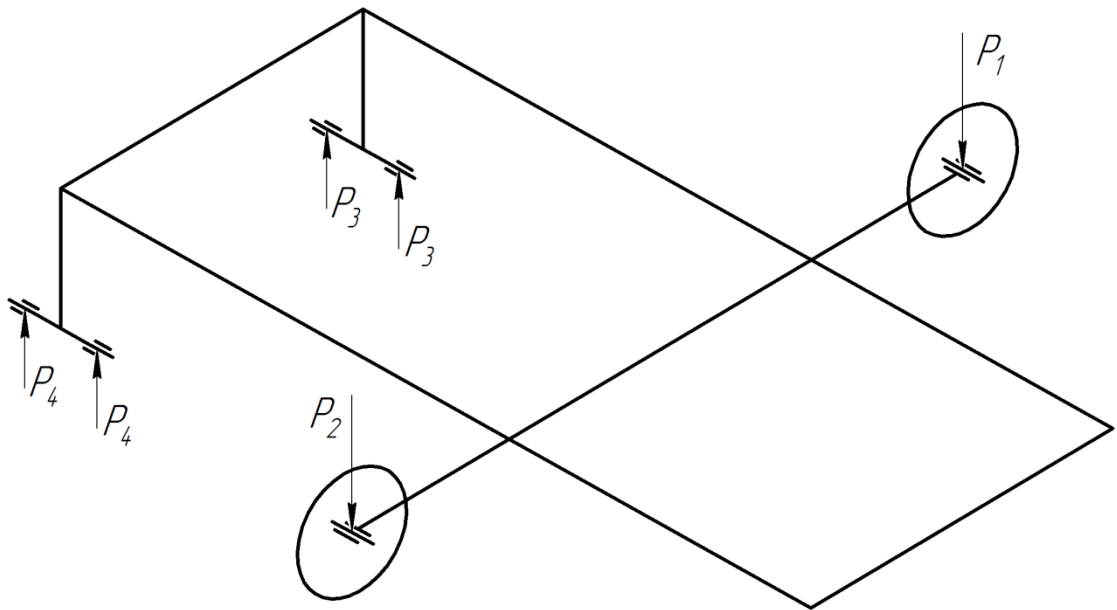
Сила ваги електрошаф на правій опорі:

$$q_{\text{э2}} = \frac{m_{\text{э2}} \cdot 9810}{a_5} = \frac{1.5 \cdot 9810}{3.5} = 4.2 \text{ кН/м.} \quad (3.9)$$

Для спрощення розрахунку приймаємо розподілені маси електрошаф зліва і справа рівними:

$$q_{\text{э1}} = q_{\text{э2}} = q_{\text{э}} = 4.3 \text{ кН/м.} \quad (3.10)$$

Схема тиску на колеса візка приведена на рис. 3.1



Найменування навантаження	Тиск, кН			
	$P_1$	$P_2$	$P_3$	$P_4$
Від власної ваги і вантажу 55 т	498	592	37	49

Рисунок 3.1 – Схема тиску на колеса візка

Усі розрахункові навантаження зводимо в таблицю 3.2.

Таблиця 3.2 – Навантаження, що діють на головну балку

Найменування навантаження	Позначення	Одиниці виміру	Величина навантаження
Сила ваги вантажу	$G_r$	кН	647,5
Сила ваги балки	$q_{ГБ}$	кН/м	6,98
Сила ваги візка	$G_T$	кН	188,8
Сила ваги кабіни	$G_K$	кН	15
Сила ваги привода	$G_{II}$	кН	9,3
Сила ваги електрошаф	$q_{Э}$	кН/м	4,3

### 3.1.3. Складання розрахункової схеми (див. додаток А)

Побудову розрахункової схеми ведемо в масштабі  $\mu = 0.2$  м/мм.

Критичний перетин балки перебуває на половині відстані між рівнодіючої й критичною силами вантажного візка від центру балки. При розрахунках балки на згин вертикальний тиск на колеса візка умовно приймається рівним. Тоді критичний перетин віддалений від центру балки на  $\frac{1}{4}$  бази візка.

На схемі:

$P_5$  - тиск колеса візка на рейку (критична сила).

$$P_5 = \frac{G_r + G_T}{2} = \frac{647.5 + 188.8}{2} = 418.2 \text{ кН}. \quad (3.11)$$

### 3.1.4. Визначення внутрішніх силових факторів

Для подальшого розрахунку балки на міцність і жорсткість необхідно визначити величину максимального згинального та крутного моментів в критичному перетині від дії вертикальних навантажень. Для цього візок розміщуємо на балці таким чином, щоб критична сила розташовувалася над цим перетином.

За схемою дод.1 визначаємо максимальний згинальний момент у критичному перетині:

$$M_{MAX}^{3\Gamma} = q_B \cdot \omega_{M1} \cdot \mu^2 + q_{\text{Э}} \cdot (\omega_{M2} + \omega_{M3}) \cdot \mu^2 + P_5 \cdot (y_{M1} + y_{M2}) \cdot \mu + G_K \cdot y_{M5} \cdot \mu + G_{II} \cdot (y_{M3} + y_{M4}) \cdot \mu = 6.98 \cdot 6131 \cdot 0.01 + 4.3 \cdot (1030 + 875) \cdot 0.01 + 418.2 \cdot (38.1 + 54.5) \cdot 0.1 + 15 \cdot 8.2 \cdot 0.1 + 9.3 \cdot (6.2 + 8.8) \cdot 0.1 = 4409 \text{ кНм} \quad (3.12)$$

Визначаємо максимальний крутний момент відносно центру ваги перетину балки:

$$M_{MAX}^{KP} = 0.5 K_T (P_1 + P_2 + P_3 + P_4) = 0.5 \cdot 1.6 (498 + 592 + 37 + 49) = 940.1 \text{ кНм} \quad (3.13)$$

Визначаємо максимальне перерізує зусилля на опорі балки:

$$Q_{MAX} = q_B \cdot \omega_{Q1} \cdot \mu_{\omega} + q_{\text{Э}} \cdot (\omega_{Q2} + \omega_{Q2}) \cdot \mu_{\omega} + P_5 \cdot (y_{Q1} + y_{Q1}) \cdot \mu_A + G_{II} \cdot (y_{Q3} + y_{Q5}) \cdot \mu_A + G_K \cdot y_{Q4} \cdot \mu_A = 6.98 \cdot 5625 \cdot 0.002 + 4.3 \cdot (1943 + 331) \cdot 0.002 + 418.2 \cdot (49.5 + 40.6) \cdot 0.02 + 9.3 \cdot (46.7 + 3.3) \cdot 0.02 + 15 \cdot 45.6 \cdot 0.02 = 874.7 \text{ кН} \quad (3.14)$$

### 3.1.5. Побудова поперечного перерізу балки. Визначення його геометричних характеристик

Працездатність металокопункції головної балки оцінюється по величині прогину балки  $[f]$  (СНиП II-23-81):

$$[f] = \frac{L}{800} = \frac{22.5 \cdot 10^3}{800} = 28.13 \text{ мм} \quad (3.15)$$

Прогин балки визначається в такий спосіб:

$$f = \frac{M_{MAX} \cdot L^2}{10EI_x} \quad (3.16)$$

де  $E = 2.1 \cdot 10^{11}$  Па - модуль пружності;

$I_x$  - момент інерції перетину балки відносно осі X-X.

Форма перетину балки і її фактичні розміри наведені нижче (рис. 3.2):

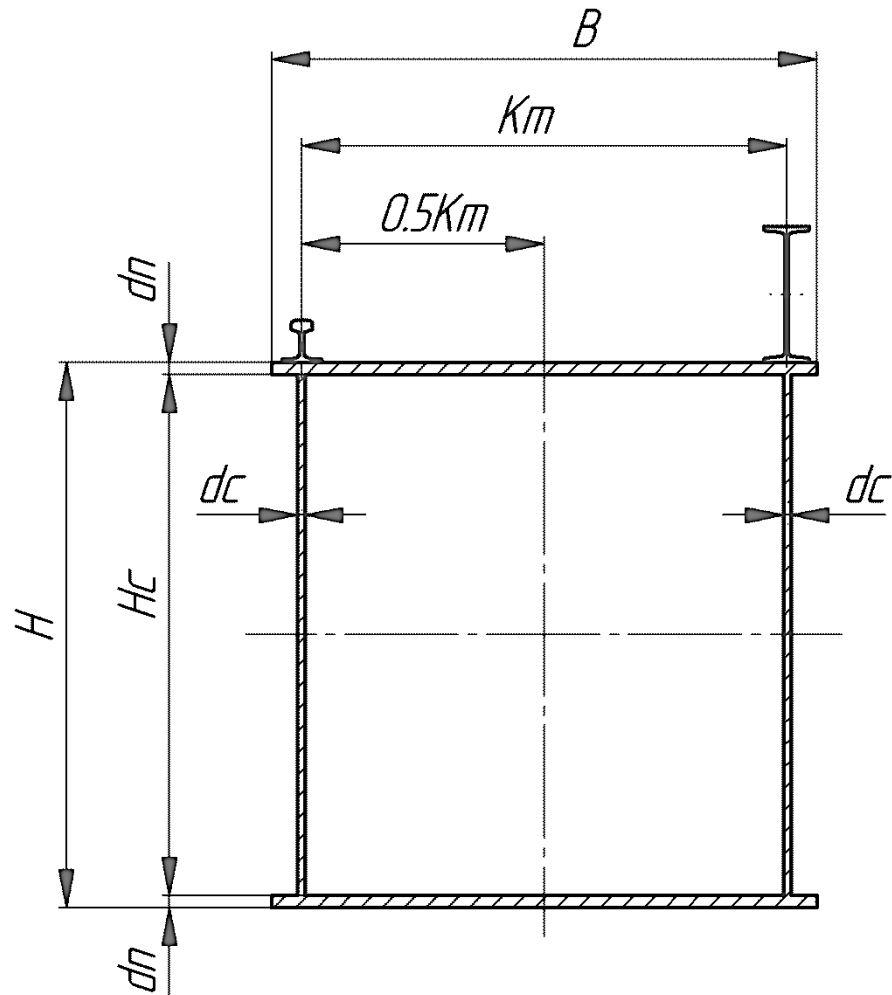


Рисунок 3.2 – Поперечний перетин головної балки крана

Перетин головної балки наведений на рис. 3.2. Розміри перетину балки становлять:

товщина поясів  $\delta_{II} = 12$  мм;

товщина стінок  $\delta_C = 8$  мм;

висота балки  $H = 1800$  мм;

висота стінок  $H_C = 1776$  мм;

ширина поясів  $B = 1800$  мм.

Визначимо момент інерції  $I_x$  даного перетину. Момент інерції вертикальних стінок:

$$I_{x_c} = \frac{\delta_c \cdot H_c^3}{12} = \frac{0.008 \cdot 1.776^3}{12} = 373 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4; \quad (3.17)$$

Момент інерції поясів:

$$I_{x_{II}} = F_{II} \left( \frac{H_c + \delta_{II}}{2} \right)^2 = 0.0216 \left( \frac{1.776 + 0.012}{2} \right)^2 = 1726 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4, \quad (3.18)$$

де  $F_{II}$  - площа перетину поясу:

$$F_{II} = \delta_{II} \cdot B = 0.012 \cdot 1.8 = 0.0216 \text{ м}^2 \quad (3.19)$$

Сумарний момент інерції перетину балки:

$$I_x = 2 \cdot I_{x_c} + 2 \cdot I_{x_{II}} = 2 \cdot 373 \cdot 10^{-5} + 2 \cdot 1726 \cdot 10^{-5} = 4198 \cdot 10^{-5} > [I_x]. \quad (3.20)$$

### 3.1.6. Перевірочний розрахунок балки

Фактичний прогин балки:

$$f = \frac{4409 \cdot 10^3 \cdot 22.5^2}{10 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.042} = 25.3 \text{ мм} < [f].$$

Умова жорсткості балки виконується.

Момент опору даного перетину становить:

$$W_x = \frac{2I_x}{H_c + 2\delta_{II}} = \frac{2 \cdot 0.042}{1.776 + 2 \cdot 0.012} = 0.047 \text{ м}^3. \quad (3.21)$$

Напруження згину в критичному перетині балки:

$$\sigma_{MAX} = \frac{M_{MAX}}{W_x} = \frac{4409 \cdot 10^3}{0.047} = 93.8 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]. \quad (3.22)$$

Дотичні напруження кручення в балці:

$$\tau_{MAX} = \frac{M_{MAX}^{KP}}{F \cdot \delta_c} = \frac{940.1 \cdot 10^3}{3.06 \cdot 0.008} = 38.4 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma], \quad (3.23)$$

де  $F$  - площа бруто поперечного перетину.

$$F = (B - 2a) \cdot (H_c + 2\delta_{II}) = (1.8 - 2 \cdot 0.05) \cdot (1.776 + 2 \cdot 0.012) = 3.06 \text{ м}^2. \quad (3.24)$$

Сумарні напруження по четвертій теорії міцності:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{MAX}^2 + 3\tau_{MAX}^2} = \sqrt{93.8^2 + 3 \cdot 38.4^2} = 115 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]. \quad (3.25)$$

Умова міцності балки виконується.

Розрахуємо час згасання коливань балки й порівняємо із допустимим значенням.

$$t = \frac{\tau}{\gamma} \ln \frac{y_i}{y_{i+n}} = \frac{\tau}{\gamma} \ln 2f < [t] = 12 \text{ с}, \quad (3.26)$$

де  $\tau$  - період власних коливань балки:

$$\tau = \frac{1}{\rho} = \frac{1}{4.71} = 0.21 \text{ с}, \quad (3.27)$$

$\rho$  - частота власних коливань балки;

$$\rho = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{37.2 \cdot 10^6}{42496}} = 4.71 \text{ Гц}, \quad (3.28)$$

$C$  - жорсткість балки на згин;

$$C = \frac{48EI_x}{L^3} = \frac{48 \cdot 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.042}{22.5^3} = 37.2 \cdot 10^6 \text{ Нм}, \quad (3.29)$$

$m$  - наведена маса балки, візка й вантажу;

$$m = \frac{17}{35} m_B + \frac{m_T + m_{\Gamma}}{2} = \frac{17}{35} \cdot 16000 + \frac{19450 + 50000}{2} = 42496 \text{ кг}, \quad (3.30)$$

$\gamma = 0.07$  - логарифмічний декремент коливань.

$$t = \frac{0.21}{0.07} \ln(2 \cdot 25.3) = 11.8 \text{ с} < [t]. \quad (3.31)$$

Розрахуємо дотичні напруження зрізу у зварному поясному шві.

Дотичні напруження зрізу у зварному шві не повинні перевищувати припустимої величини  $[\tau]$ .

$$[\tau] = 0.7[\sigma] = 0.7 \cdot 171 = 119.7 \text{ МПа}, \quad (3.32)$$

$$\tau = \frac{\sqrt{T^2 + V^2}}{\beta \cdot k} \leq [\tau], \quad (3.33)$$

де  $[\sigma_T]$  - допустимі напруження для основного металу;

$T$  - дотична сила на один метр зварного шва:

$$T = \delta_c \cdot \tau_1 = 0.008 \cdot 517 \cdot 10^3 = 4136 \text{ Н/м} \quad (3.34)$$

$\tau_1$  - дотичні напруження близько опори балки:

$$\tau_1 = \frac{Q_{MAX} S_{II}}{2 I_{X_{OO}} \delta_c} = \frac{874.7 \cdot 10^3 \cdot 13 \cdot 10^{-5}}{2 \cdot 137.4 \cdot 10^{-4} \cdot 0.008} = 517 \cdot 10^3 \text{ Па} \quad (3.35)$$

$S_{II}$  - статичний момент пояса навколо його власної осі:

$$S_{II} = B \cdot \delta_{II} \cdot \frac{\delta_{II}}{2} = 1.8 \cdot 0.012 \cdot \frac{0.012}{2} = 13 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3, \quad (3.36)$$

$V$  - нормальний вертикальний тиск на 1 метр зварного шва;

$$V = \frac{P_{KP}}{3.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{I_P + I_{II}}{\delta_c}}} = \frac{418.2 \cdot 10^3}{3.25 \cdot \sqrt[3]{\frac{2049 \cdot 10^{-8} + 10^{-8}}{0.008}}} = 940 \cdot 10^3 \text{ Н/м}, \quad (3.37)$$

$P_{KP} = A_{MAX}$  - критична сила;

$I_P = 2049 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4, I_{II} = 10^{-8} \text{ м}^4$  - моменти інерції відповідно рейки й пояса

навколо їхніх власних осей;

$\beta$  - коефіцієнт, що залежить від способу зварювання; для автоматичного зварювання  $\beta = 1.0$ ;

$k$  - катет зварного шва;  $k = 8 \text{ мм}$ .

$I_{X_{OO}}$  - момент інерції опорного перетину балки:

$$I_{X_{OO}} = 2I_{X_{CO}} + 2I_{X_{NO}} = 2 \cdot 7.72 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 61 \cdot 10^{-4} = 137.4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4, \quad (3.38)$$

де

$$I_{X_{II}} = F_{II} \left( \frac{H_{CO} + \delta_{II}}{2} \right)^2 = 0.0216 \left( \frac{1.05 + 0.012}{2} \right)^2 = 61 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \quad (3.39)$$

$$I_{X_{CO}} = \frac{\delta_C \cdot H_{CO}^3}{12} = \frac{0.008 \cdot 1.05^3}{12} = 7.72 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \quad (3.40)$$

$$\tau = \frac{\sqrt{4136^2 + (940 \cdot 10^3)^2}}{1 \cdot 0.008} = 117.5 \text{ МПа} \leq [\tau].$$

Умова міцності шва виконується.

### 3.2. Перевірочний розрахунок кінцевих балок

#### 3.2.1. Складання розрахункової схеми (додаток Б)

Для подальшого розрахунку кінцевої балки на міцність необхідно визначити величину максимального згинального моменту в балці.

Для визначення внутрішніх силових факторів кінцевої балки будуються епюри згинаючих моментів  $M$  та перерізуючих зусиль  $Q$ .

На схемі кінцевої балки:  $l_1 = 4.05 \text{ м}$ ;  $l_2 = 1.95 \text{ м}$ ;  $l_3 = 5.6 \text{ м}$ ,

$$A_{MAX} = Q_{MAX} = 874.7 \text{ кН} \text{ (див. формулу 3.14).}$$

#### 3.2.2. Визначення внутрішніх силових факторів

Визначимо реакції опор кінцевої балки.

$$C_{MAX} = \frac{A_{MAX} l_2 + M_{MAX}^{KP}}{B} = \frac{874.7 \cdot 1.95 + 940.1}{6} = 441 \text{ кН}; \quad (3.41)$$

$$D_{MAX} = \frac{A_{MAX} l_1 - M_{MAX}^{KP}}{B} = \frac{874.7 \cdot 4.05 - 940.1}{6} = 433.7 \text{ кН}. \quad (3.42)$$

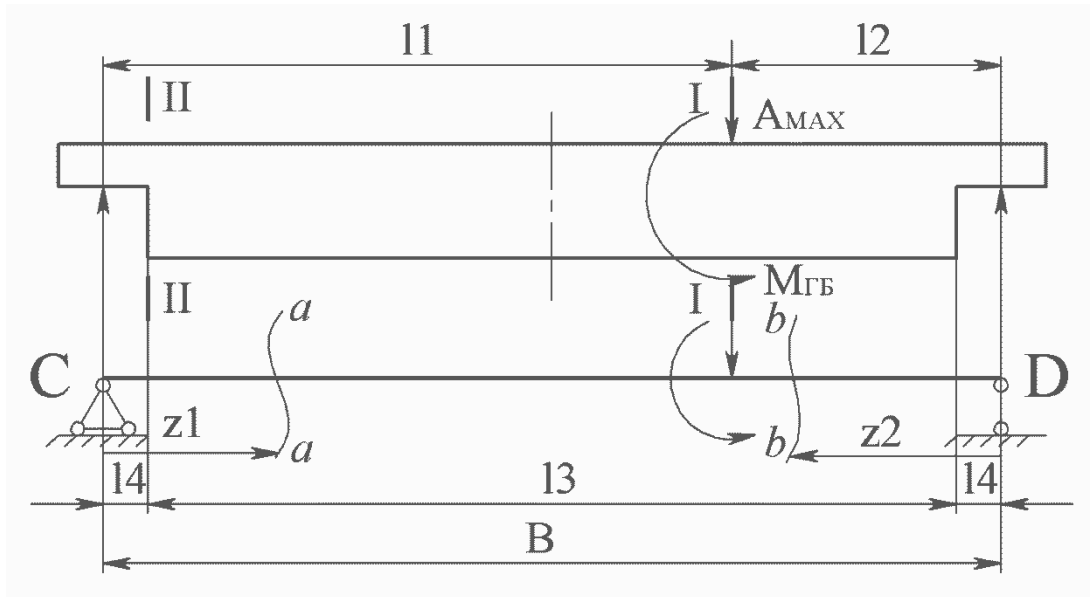


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема кінцевої балки

На схемі:  $l_4 = \frac{B-l_3}{2} = \frac{6.0-5.6}{2} = 0.2 \text{ м};$

Побудова епюр  $M_x$  і  $Q_y$ .

При просуванні перетину  $a-a$  від опори  $C$ :

$$M_X^{a-a} = C_{MAX} \cdot z_1; \quad (3.43)$$

$$Q_y^{a-a} = C_{MAX}. \quad (3.44)$$

При  $z_1 = 0$  (на опорі  $C$ ):

$$M_X^{a-a} = 0;$$

$$Q_y^{a-a} = C_{MAX} = 441 \text{ кН}.$$

При  $z_1 = l_4$  (розрахунковий перетин надбуксової зони на опорі  $C$ ):

$$M_X^{a-a} = 441 \cdot 0.2 = 88.2 \text{ кНм};$$

$$Q_y^{a-a} = 441 \text{ кН}.$$

При  $z_1 = l_1$  (розрахунковий перетин балки з боку опори C):

$$M_X^{a-a} = 441 \cdot 4.05 = 1786 \text{ кНм};$$

$$Q_y^{a-a} = 441 \text{ кН}.$$

При просуванні перетину  $b-b$  від опори D:

$$M_X^{b-b} = D_{MAX} \cdot z_2; \quad (3.45)$$

$$Q_y^{b-b} = D_{MAX}. \quad (3.46)$$

При  $z_2 = 0$  (на опорі D):

$$M_X^{b-b} = 0;$$

$$Q_y^{b-b} = D_{MAX} = 433.7 \text{ кН}.$$

При  $z_2 = l_4$  (розрахунковий перетин надбуксової зони на опорі D):

$$M_X^{b-b} = 433.7 \cdot 0.2 = 86.7 \text{ кНм};$$

$$Q_y^{b-b} = 433.7 \text{ кН}.$$

При  $z_2 = l_3$  (розрахунковий перетин балки з боку опори D):

$$M_X^{b-b} = 433.7 \cdot 1.95 = 845.7 \text{ кНм};$$

$$Q_y^{b-b} = 433.7 \text{ кН}.$$

Після побудови епюр (див. додаток Б) отримані наступні величини ВСФ для кінцевої балки.

Для основного перетину:

Максимальний момент згину  $M_{MAX}^{I-I} = 1786 \text{ кНм}$  ;

Максимальне зусилля, що перерізує  $Q_{MAX}^{I-I} = 441 \text{ кН}$  .

Для надбуксової зони:

Максимальний момент вигину  $M_{MAX}^{II-II} = 88.2 \text{ кНм}$  ;

Максимальне зусилля, що перерізує  $Q_{MAX}^{II-II} = 441 \text{ кН}$  .

### 3.2.3. Побудова поперечного перерізу балки. Визначення його геометричних характеристик

Працездатність металоконструкції кінцевої балки оцінюється за величиною мінімального моменту опору розрахункового перетину  $[W_x]$  .

Після цього також перевіряємо обраний перетин по допустимих дотичних напруженнях зрізу  $[\tau]$  .

$$[\tau] = 0.7[\sigma] = 0.7 \cdot 236 = 165 \text{ МПа} . \quad (3.47)$$

Визначимо мінімально допустимі моменти опору для перетинів I-I і II-II:

$$[W_x^{I-I}] = \frac{M_{MAX}^{I-I}}{[\sigma]} = \frac{1786 \cdot 10^3}{236 \cdot 10^6} = 0.00757 \text{ м}^3 , \quad (3.48)$$

$$[W_x^{II-II}] = \frac{M_{MAX}^{II-II}}{[\sigma]} = \frac{88.2 \cdot 10^3}{236 \cdot 10^6} = 0.000373 \text{ м}^3 . \quad (3.49)$$

Фактичні розміри елементів перетину I-I (рис. 3.4) наведені нижче:

товщина поясів  $\delta_{II} = 10 \text{ мм}$  ;

товщина стінок  $\delta_C = 8 \text{ мм}$  ;

висота стінок  $H_C = 980 \text{ мм}$  ;

ширина поясів  $B = 650 \text{ мм}$  ;

ЗВИС ПОЯСІВ  $a = 50$  мм.

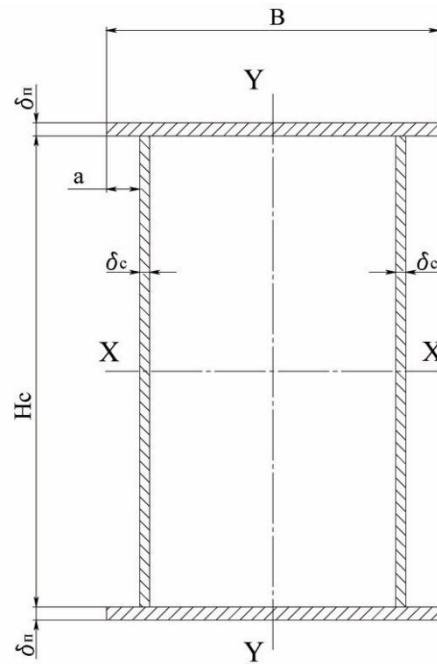


Рисунок 3.4 – Перетин I-I

Визначимо момент інерції  $I_x$  даного перетину. Момент інерції вертикальних стінок:

$$I_{x_c} = \frac{\delta_c \cdot H_c^3}{12} = \frac{0.008 \cdot 0.98^3}{12} = 6.27 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4; \quad (3.50)$$

Момент інерції поясів:

$$I_{x_n} = F_{II} \left( \frac{H_c + \delta_{II}}{2} \right)^2 = 0.0065 \left( \frac{0.98 + 0.01}{2} \right)^2 = 15.9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4, \quad (3.51)$$

де  $F_{II}$  - площа перетину поясу:

$$F_{II} = \delta_{II} \cdot B = 0.01 \cdot 0.65 = 0.0065 \text{ м}^2 \quad (3.52)$$

Сумарний момент інерції перетину балки:

$$I_X = 2 \cdot I_{X_C} + 2 \cdot I_{X_{II}} = 2 \cdot 6.27 \cdot 10^{-4} + 2 \cdot 15.9 \cdot 10^{-4} = 44.3 \cdot 10^{-4} > [I_X]. \quad (3.53)$$

Площа даного перетину становить:

$$F^{I-I} = 2 \cdot F_{II} + 2 \cdot \delta_C \cdot H_C = 2 \cdot 0.0065 + 2 \cdot 0.008 \cdot 0.98 = 0.029 \text{ м}^2. \quad (3.54)$$

Момент інерції даного перетину становить:

$$W_X^{I-I} = \frac{2I_X}{H_C + 2\delta_{II}} = \frac{2 \cdot 44.3 \cdot 10^{-4}}{0.98 + 2 \cdot 0.01} = 0.00886 \text{ м}^3 > [W_X^{I-I}]. \quad (3.55)$$

Прийняті наступні розміри елементів перетину II-II (рис. 3.5):

товщина верхнього пояса  $\delta_1 = 10 \text{ мм}$ ;

товщина надбуксового листа  $\delta_2 = 20 \text{ мм}$ ;

висота стінок  $H_1 = 435 \text{ мм}$ ;

товщина стінок  $\delta_3 = 10 \text{ мм}$ ;

ширина надбуксового листа  $B = 150 \text{ мм}$ ;

звис пояса  $a_1 = 50 \text{ мм}$ ;

звис надбуксових листів  $a_2 = 20 \text{ мм}$ ;

відстань по вертикалі від центру ваги перетину до найбільш віддаленої його точки  $H_2 = 241 \text{ мм}$ .

Момент інерції  $I_X^{II-II}$  даного перетину обчислений по методу кінцевих елементів з використанням електронного пакету Solidworks 2011 і становить  $I_X^{II-II} = 11.4 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$ .

Площа даного перетину становить  $F^{I-I} = 0.0442 \text{ м}^2$ .

Момент інерції даного перетину становить:

$$W_x^{II-II} = \frac{I_x^{II-II}}{H_2} = \frac{11.4 \cdot 10^{-4}}{0.241} = 0.0047 \text{ м}^3 > [W_x^{II-II}]. \quad (3.56)$$

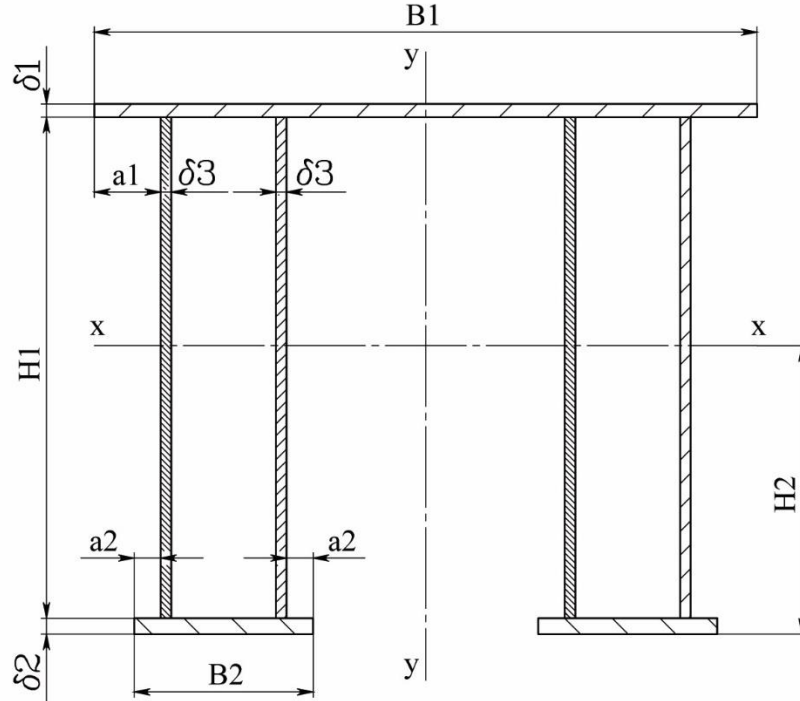


Рисунок 3.5 – Перетин II-II

Фактичні напруження згину в розрахункових перетинах балки.

Перетин I-I:

$$\sigma_{MAX}^{I-I} = \frac{M_{MAX}^{I-I}}{W_x^{I-I}} = \frac{1786 \cdot 10^3}{0.00886} = 201 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]; \quad (3.57)$$

$$\tau_{MAX}^{I-I} = \frac{Q_{MAX}^{I-I}}{F^{I-I}} = \frac{441 \cdot 10^3}{0.029} = 15.2 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\tau]. \quad (3.58)$$

Перетин II-II:

$$\sigma_{MAX}^{II-II} = \frac{M_{MAX}^{II-II}}{W_x^{II-II}} = \frac{88.2 \cdot 10^3}{0.0047} = 18.7 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]; \quad (3.59)$$

$$\tau_{MAX}^{II-II} = \frac{Q_{MAX}^{II-II}}{F^{II-II}} = \frac{441 \cdot 10^3}{0.0442} = 10 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\tau]. \quad (3.60)$$

Умова міцності балки виконується.

## ВИСНОВКИ

У дипломному проекті був виконаний проектний розрахунок механізмів мостового електричного однобалкового крана, призначеного для вантажно-розвантажувальних і ремонтно-монтажних робіт на ділянці механічного цеху заводу «Запоріжкран» у зв'язку із проведенням реконструкції машини із збільшенням вантажопідйомності. У ході виконання дипломного проекту були вирішені наступні завдання:

- розрахований механізм головного підйому вантажу;
- розрахований механізм пересування вантажного візка;
- розрахований механізм пересування крана;
- розрахована металоконструкція крана;

Розраховані параметри крана в незначному ступені відрізняються від заданих, тобто відхилення перебувають у припустимих межах.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Бойко В.С. *Механіка руйнування конструкцій*. — Київ: КНУБА, 2008. — 256 с.
2. Бережной А.И. *Механика разрушения и прочность сварных конструкций*. — Київ: Наукова думка, 1991. — 272 с.
3. Зінов'єв В.В. *Діагностика зварних з'єднань*. — Київ: КНУТД, 2005. — 200 с.
4. Овчаров В.С. *Тріщиностійкість конструкційних матеріалів*. — Харків: НТУ «ХП», 2002. — 312 с.
5. Левченко В.Д. *Зварювання у машинобудуванні*. — Київ: Либідь, 2012. — 384 с.
6. Скляренко В.К., Нікітченко В.М. *Надійність зварних конструкцій*. — Дніпро: ДНУ, 2004. — 174 с.
7. Геллер Ю.М. *Усталостное разрушение материалов*. — Москва: Машиностроение, 1972. — 280 с.
8. Каширцев В.А. *Надежность сварных конструкций*. — Новосибірськ: НГТУ, 2006. — 220 с.
9. Anderson T.L. *Fracture Mechanics: Fundamentals and Applications*. — 4th ed. — CRC Press, 2017. — 640 p.
10. Suresh S. *Fatigue of Materials*. — 2nd ed. — Cambridge University Press, 1998. — 700 p.
11. Dowling N.E. *Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue*. — Pearson, 2013. — 912 p.
12. Murakami Y. *Metal Fatigue: Effects of Small Defects and Nonmetallic Inclusions*. — Elsevier, 2002. — 400 p.
13. Lemaitre J., Desmorat R. *Engineering Damage Mechanics: Ductile, Creep, Fatigue and Brittle Failures*. — Springer, 2005. — 576 p.
14. Broek D. *Elementary Engineering Fracture Mechanics*. — Springer, 1986. — 524 p.

15. Maddox S.J. *Fatigue Strength of Welded Structures*. — Woodhead Publishing, 1991. — 208 p.