

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет

(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

(ступінь вищої освіти)

на тему Модернізація мостового крана Q = 200/32 т.

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи М-312

Спеціальності

133 «Галузеве машинобудування»

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

ОПП «Підйомнотранспортні, дорожні,

будівельні меліоративні машини і

обладнання»

ЩЕНКО І.А.

(прізвище та ініціали)

Керівник МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.

(прізвище та ініціали)

Рецензент СИДОРЕНКО М.В.

(прізвище та ініціали)

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

Інститут, факультет НУЗП, Машинобудівний факультет
Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133 «Галузеве машинобудування»
(код і найменування)
Освітня програма (спеціалізація) Підйомнотранспортні, дорожні, будівельні
меліоративні машини і обладнання
(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри Мартовицький Л.М.
« 18 » 06 2026 року

З А В Д А Н Н Я
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

ІЩЕНКО Іван Анатолійович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Модернізація мостового крана Q = 200/32 т.

керівник проєкту (роботи) МАРТОВИЦЬКИЙ Леонід Максимович, доцент, к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 15 » 04 2026 року № 163

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 01.06.2026

3. Вихідні дані до проєкту (роботи)

Вихідна конструкція крану

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Розрахунок механізму підйому 2. Розрахунок механізму пересування візка 3.
Розрахунок механізму пересування перевантажувача 4. Розрахунок економічного
ефекту від модернізації крану 5. Охорона праці 6. Ремонт металоконструкції

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

Кран мостовий – 3 листа А1; Механізм пересування крану – 1 лист А1; Механізм
пересування візку – 1 лист А1; Візок вантажний – 1 лист А1; Механізм головного
підйому – 1 лист А1; Підвіска крюкова – 1 лист А1.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		
2	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		
3	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		
4	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		
5	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		
6	Мартовицький Л.М., доцент, к.т.н		

7. Дата видачі завдання « 16 » березня 2026 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Розрахунок механізму підйому	10.04.2026	
2	Розрахунок механізму пересування візка	30.04.2026	
3	Розрахунок механізму пересування перевантажувача	15.05.2026	
4	Розрахунок економічного ефекту від модернізації крану	20.05.2026	
5	Охорона праці	30.05.2026	
6	Ремонт металоконструкції	01.06.2026	

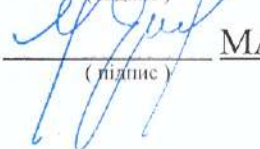
Студент


(підпис)

ИЦЕНКО І.А.

(прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)


(підпис)

МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ГАЛЬМО, ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЬ, МОСТОВИЙ КРАН, ВІЗОК, МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ, МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА, КАНАТ, ТРАВЕРСА, РЕЖИМ РОБОТИ, РЕДУКТОР, ЕЛЕКТРОДВИГУН.

Пояснювальна записка містить: 117 с., 25 рис., 32 табл., 23 джерел.

Об'єкт дослідження - спеціальний мостовий кран вантажопідйомністю 200/32т. L-28м

Мета роботи – модернізація мостового крана вантажопідйомністю 200/32 т.

У дипломній роботі обґрунтовано необхідність модернізації мостового крана, який експлуатується в цеху збагачувальної фабрики Лебединського ГЗК. Кран використовується для виконання монтажних робіт і технічного обслуговування обладнання, розміщеного в цеху, а ефективність його функціонування безпосередньо впливає на тривалість ремонтних операцій. У зв'язку з цим у роботі запропоновано вдосконалення механізму головного підйому шляхом заміни двох послідовно встановлених редукторів на один, а також заміни пластинчастого гака на кований. Запропоновані зміни сприятимуть спрощенню конструкції, скороченню часу обслуговування крана та його механізмів, а також підвищенню їх надійності за рахунок зменшення ймовірності відмов.

ЗМІСТ

С.

Вступ	7
1. Опис машини	9
2. Розрахунок механізмів крана	12
2.1. Механізм головного підйому	12
2.1.1. Вибір кінематичної схеми механізму	12
2.1.2. Вибір схеми і кратності поліспасти	13
2.1.3. Вибір вантажного каната	14
2.1.4. Розрахунок шпильок кріплення каната до барабана	15
2.1.5. Розрахунок розмірів блоків і барабана	16
2.1.6. Вибір гака	18
2.1.7. Вибір упорного вальниці	20
2.1.8. Розрахунок потужності двигуна та його вибір	21
2.1.9. Вибір редуктора	22
2.1.10. Розрахунок і вибір гальма	24
2.1.11. Вибір муфт	25
2.1.12. Перевірка двигунів по часу пуску	26
2.2. Механізм допоміжного підйому	28
2.2.1. Вибір кінематичної схеми механізму	28
2.2.2. Вибір схеми і кратності поліспасти	29
2.2.3. Вибір вантажного каната	30
2.2.4. Розрахунок шпильок кріплення каната до барабана	31
2.2.5. Розрахунок розмірів блоків і барабана	32
2.2.6. Розрахунок елементів гакової підвіски	343
2.2.7. Розрахунок потужності двигуна та його вибір	45
2.2.8. Вибір редуктора, визначення розмірів барабана	45
2.2.8.1. Розрахунок стінки барабана на міцність	46
2.2.8.2. Розрахунок осі барабана	48
2.2.8.3. Вибір і розрахунок вальниць для барабана	54
2.2.8.4. Розрахунок болтів кріплення зубчастого вінця	56
2.2.9. Розрахунок і вибір гальма	56
2.2.10. Вибір муфт	57
2.2.11. Перевірка двигуна по часу пуску	59
2.3. Механізм пересування візка	60
2.3.1. Вибір кінематичної схеми механізму	61
2.3.2. Визначення мінімального і максимального тиску на колеса візка	62

2.3.3. Вибір коліс візка	62
2.3.4. Розрахунок осей коліс	64
2.3.5. Розрахунок вальницьових коліс	66
2.3.6. Визначення опору пересуванню візка	67
2.3.7. Визначення необхідної потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрів	69
2.3.8. Вибір редуктора	70
2.3.9. Вибір гальма	71
2.3.10. Перевірка вибраного гальма за часом уповільнення порожнього візка	73
2.3.11. Вибір муфт	74
2.3.12. Перевірка двигуна за часом розгону та запасу зчеплення коліс з рейкою	76
2.4. Механізм пересування крана	77
2.4.1. Вибір кінематичної схеми механізму	78
2.4.2. Визначення мінімального і максимального тиску на колесо крана	78
2.4.3. Вибір коліс крана	80
2.4.4. Розрахунок осі колеса	81
2.4.5. Розрахунок вальницьових коліс	83
2.4.6. Визначення опору пересуванню крана	85
2.4.7. Визначення необхідної потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрів	87
2.4.8. Вибір редуктора	88
2.4.9. Вибір гальма	89
2.4.10. Перевірка обраного гальма за часом уповільнення ненавантаженого крана	91
2.4.11. Вибір муфт	92
2.4.12. Перевірка двигуна за часом розгону і запасу зчеплення коліс з рейкою	94
3. Розрахунок економічного ефекту від модернізації крана	96
4. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях	101
4.1. Аналіз потенційних небезпек	101
4.2. Заходи по забезпеченню техніки безпеки	102
4.3. Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці	104
4.4. Заходи з пожежної безпеки	109
4.5. Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях	111
Висновки	114
Перелік джерел, посилання	116

ВСТУП

Одним із ефективних засобів механізації вантажно-розвантажувальних, складських, монтажних, технологічних та інших виробничих процесів є спеціалізовані крани.

Такі крани використовуються для виконання підйомно-транспортних і технологічних операцій, зокрема для переміщення великотоннажних контейнерів, розміщення вантажів у стелажних системах, транспортування розплавлених або нагрітих металів, вибухонебезпечних і легкозаймистих матеріалів, обробки мартенівських зливків, а також монтажу великогабаритного обладнання.

З урахуванням сучасних тенденцій розвитку європейського та світового кранобудування, які орієнтовані на спрощення конструкцій мостових кранів, зменшення матеріалоємності та підвищення енергоефективності, виникає потреба у проведенні модернізації існуючого обладнання.

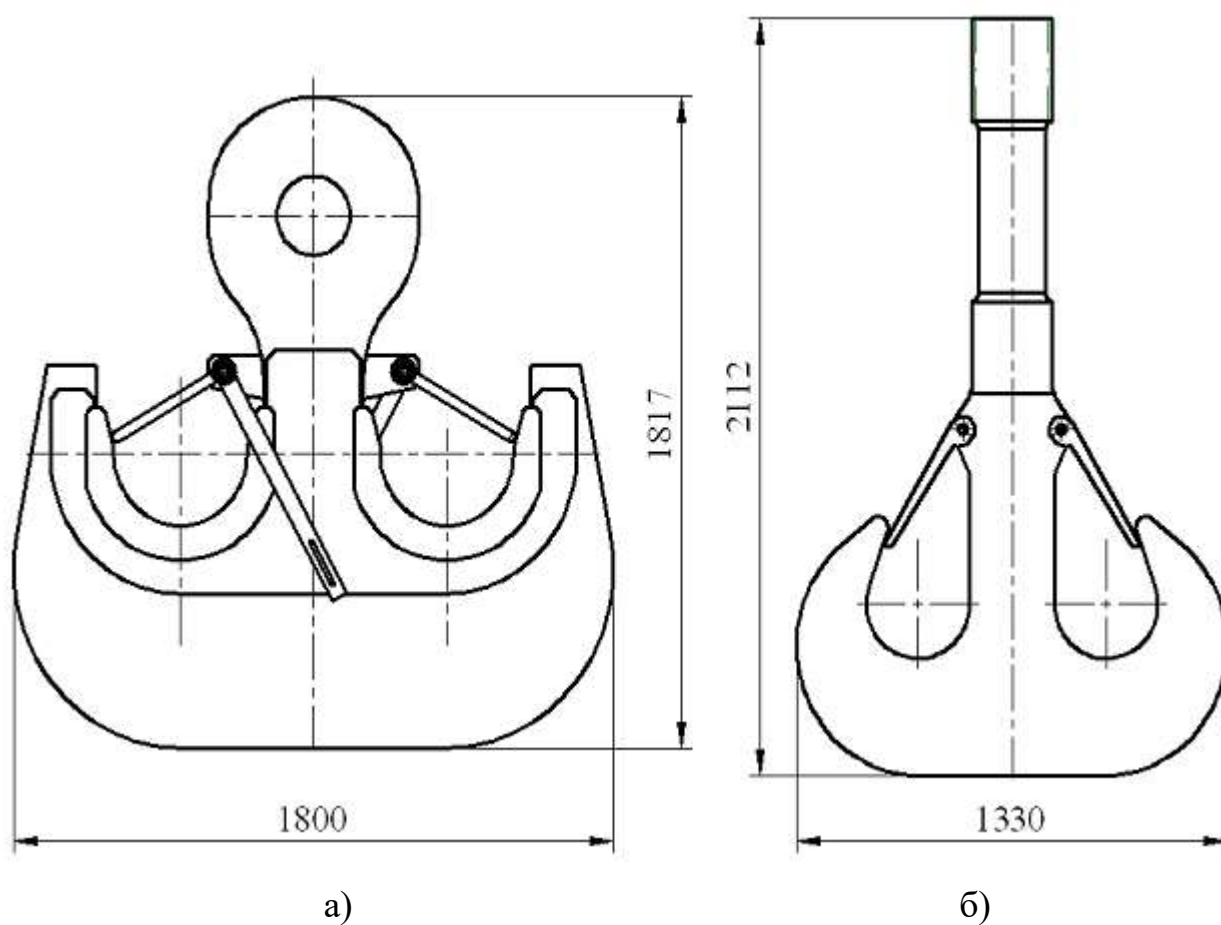
У даному проєкті запропоновано вдосконалення механізму головного підйому шляхом заміни двох послідовно встановлених редукторів на один, а також заміни пластинчастого гака вантажопідйомністю 200 т на кований аналогічної вантажопідйомності.

Оскільки модернізований кран експлуатується в цеху збагачувальної фабрики Лебединського ГЗК і забезпечує виконання монтажних, ремонтних та сервісних робіт дробильного обладнання, підвищення його надійності має суттєве значення. Зменшення кількості приводних елементів сприятиме покращенню ремонтпридатності та експлуатаційних характеристик механізму.

Враховуючи активне впровадження на українському ринку вантажопідйомних кранів європейського виробництва, які комплектуються кованими гаками вантажопідйомністю до 500 т, доцільно при модернізації розглядати можливість заміни пластинчастих гаків на ковані, виготовлені

відповідно до стандартів DIN (Німецького інституту стандартизації), за умови технічної обґрунтованості такого рішення.

У запропонованому варіанті використання кованого гака з сучасних сплавів дозволяє досягти зменшення габаритів і маси, що позитивно впливає на навантаження металоконструкції крана та розширює його функціональні можливості. Зокрема, забезпечується збільшення висоти підйому вантажу. Схематичне порівняння варіантів гаків наведено на рисунку 1.



а)

б)

а) Пластинчастий гак ГОСТ 6627-74

б) Кований гак DIN 15402

Рисунок 1 - Порівняння гаків

1. ОПИС МАШИНИ

Кран мостовий спеціальний електричний вантажопідйомністю 200/32 тонн призначений для установці, заміни, ремонту та обслуговування технологічного обладнання.

1 Умови експлуатації

Місце установки крана	в приміщенні
Максимальна температура повітря	+ 40 °С
Мінімальна температура повітря	- 40 °С
Кліматичне виконання по ГОСТ 15150-69	У3
Відхилення параметрів призначення, %	± 10

2 Технічні характеристики

Група класифікації крана по ISO 4301/1	A5
Рід струму; частота, Гц; Напруга, В	змінний; 50; 380
Управління краном	з кабіни
Підведення живлення:	
до крана	тролейний,
до візка	гнучкий кабель;
Вантажопідйомність крана, т:	200/32
Висота підйому повна, м:	32/40
Швидкість підйому, м/с:	
головного підйому	0,031
допоміжного підйому	0,126
Швидкість пересування, м/с:	
крана	1,04
візка	0,531

База, м:	
крана	9,15
візка	4,7
Колія, м:	
крана	28
візка	6,5
Тип колії:	
під кран	рейка КР 120 ГОСТ 4121-96
під візок	рейка КР 120 ГОСТ 4121-96

Опис конструкції

До основних складових крана належать: металева конструкція, вантажний візок, механізм пересування крана, закрита кабіна оператора та електрообладнання.

Металоконструкція виконана у вигляді двох коробчастих головних балок, які з'єднані з кінцевими балками шарнірного типу. Кожна кінцева балка спирається на балансирні візки. Конструкція оснащена обслуговуючими елементами - майданчиками, сходами та поручнями, що забезпечують безпечний доступ до кабіни керування, а також до вузлів огляду і технічного обслуговування. На вантажному візку розміщені механізми підйому, привід його пересування та система зрівняльних блоків.

Підйомні механізми включають два зварні канатні барабани з подвійною нарізкою та одношаровим намотуванням каната, гакові підвіски стандартного виконання, зрівняльну систему блоків і привід. Передача крутного моменту на барабани здійснюється від електродвигунів змінного струму через проміжні вали із зубчастими напівмуфтами та циліндричні редуктори: двоступеневий - для допоміжного підйому та чотириступеневий - для головного.

У складі підйомних механізмів застосовані нормально замкнуті гальма, встановлені на швидкохідних валах редукторів. Гакові підвіски містять канатні

блоки, змонтовані на спільній осі, а вантажозахватними елементами виступають гаки, що відповідають стандартам ГОСТ 6627-74 та DIN 15402.

Механізм переміщення візка складається з електродвигуна, редуктора, гальмівного пристрою та ходових коліс. Дворебордні колеса взаємодіють зі стандартними крановими рейками за ГОСТ 4121-96. Крутний момент від двигуна через зубчасту муфту і вертикальний триступеневий редуктор передається на вісь приводного колеса. На швидкохідному валу редуктора встановлено гальмо з електрогідравлічним штовхачем типу ТКГ.

Механізм пересування самого крана оснащений 16 ходовими колесами, з яких два є приводними та одночасно виконують гальмівні функції. Привід індивідуальний: кожне приводне колесо має власний електродвигун, редуктор і гальмо. Обертальний момент передається від двигуна через зубчасту муфту до редуктора, закріпленого на головних балках, а далі через проміжний вал - до колеса. На швидкохідному валу редуктора також передбачено гальмівний механізм. Для запобігання потраплянню сторонніх предметів під колеса встановлені спеціальні очищувачі.

Керування краном здійснюється з кабіни оператора, розташованої на головній балці. Електроживлення до вантажного візка подається за допомогою гнучкого кабелю, а до крана - через тролейні лінії.

З метою забезпечення безпечної експлуатації передбачені кінцеві вимикачі, що обмежують переміщення вантажу по висоті, рух візка та крана, а також встановлені обмежувачі вантажопідйомності. Для зменшення ударних навантажень у разі аварійних ситуацій на балансирних візках і вантажному візку змонтовані демпфуючі елементи - буфери.

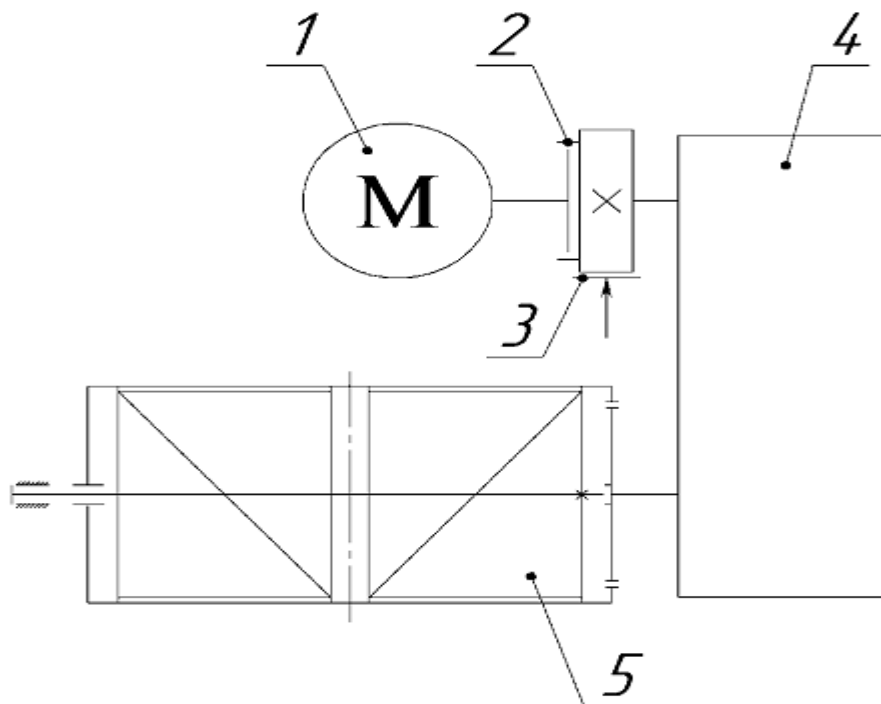
2. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМІВ КРАНА

2.1. Механізм головного підйому

Вихідні дані:

Вантажопідйомність Q , т	200
Висота підйому H , м	32
Швидкість підйому основна $V_{п}$, м/с	0,031
Група класифікації по ISO 4301/1	M5

2.1.1. Вибір кінематичної схеми механізму



1 - електродвигун; 2 - напівмуфта зубчаста з гальмівним шківом; 3 - гальмо;
4 - Редуктор; 5 - барабан канатний.

Рисунок 2.1 - Кінематична схема механізму головного підйому

2.1.2. Вибір схеми і кратності поліспада

Виходячи із заданої вантажопідйомності, вибираємо два поліспада кратністю $i_{\text{п}} = 10$, дивись рисунок 2.2.

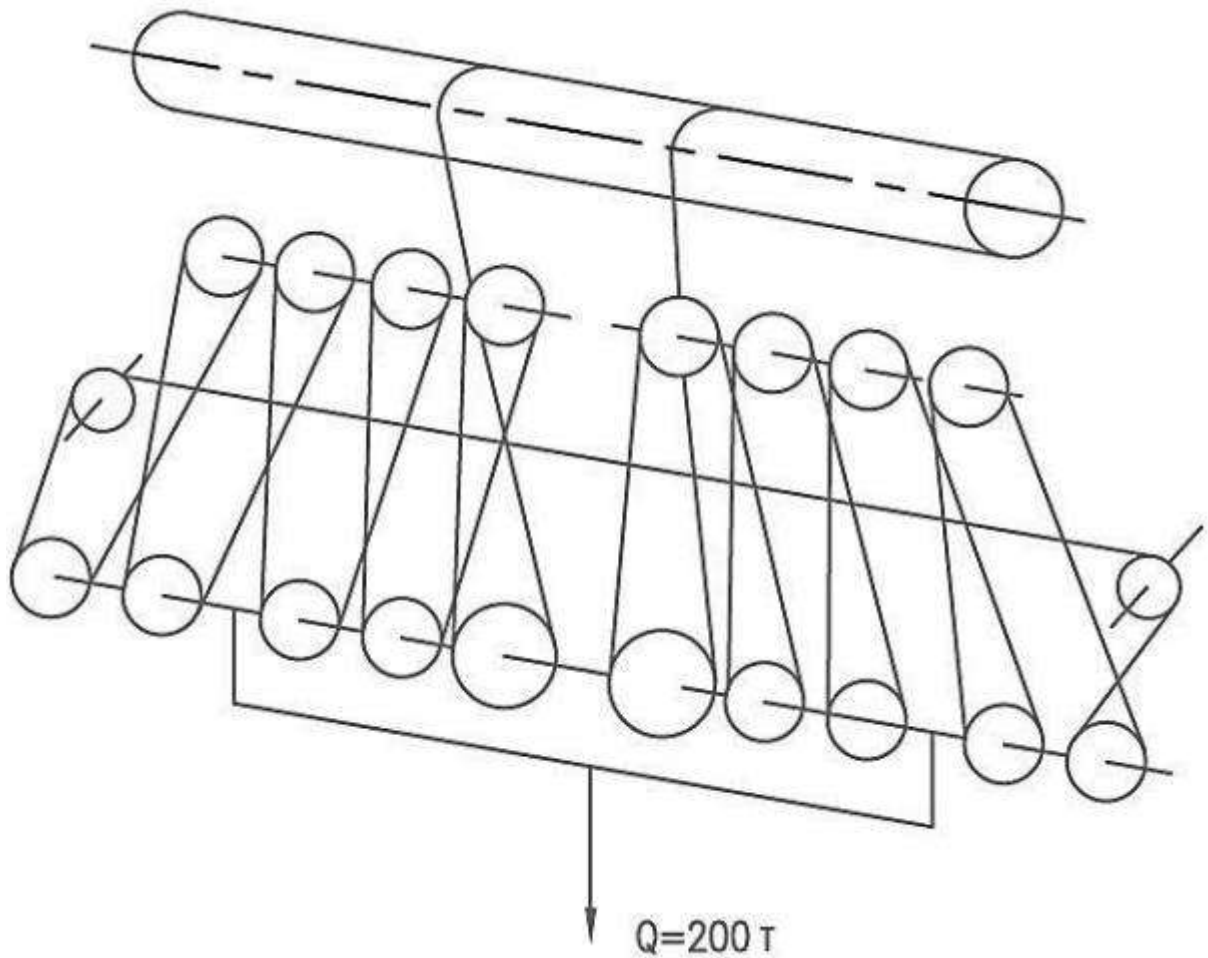


Рисунок 2.2 - Схема запасовки канатів головного підйому

Кількість блоків траверси $n = 10$;

Кількість блоків зрівняльних $m = 8$;

Кількість гілок канату, намотуваних на барабан $a = 2$;

Розрахунок ККД поліспаду:

$$\eta_{\pi} = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_{\pi}-1}}{i_{\pi}} = \frac{1 + 0,98 + 0,98^2 + 0,98^3 + \dots + 0,98^9}{10} = 0,83 ,$$

(2.1)

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

2.1.3. Вибір вантажного каната

Канат вибираємо по розривному зусиллю. Визначаємо розривне зусилля канта, Н:

$$F_{\text{розр}} = Z_p \cdot F_{\text{max}} \leq [F]_{\text{ГОСТ}} = 4,5 \cdot 125846 = 566 \text{ кН},$$

(2.2)

де Z_p - коефіцієнт використання каната, для режиму роботи крану М5 згідно [14] $Z_p=4,5$;

F_{max} - найбільше зусилля в канаті, Н;

$$F_{\text{max}} = \frac{10^4 \cdot (Q + G_{\pi})}{a \cdot i_{\pi} \cdot \eta_{\pi} \cdot \eta^m} = \frac{10^4 \cdot (200 + 2,7)}{2 \cdot 10 \cdot 0,83 \cdot 0,99^3} = 125846 \text{ Н},$$

(2.3)

де G_{π} - маса крюкової підвіски, т;

$$G_{\pi} = (0,02 \dots 0,03) \cdot Q = (0,02 \dots 0,03) \cdot 200 = 4 \dots 6 \text{ т}.$$

(2.4)

Приймаємо масу підвіски $G_{\pi}=5$ т.

Згідно [9] вибираємо сталевий канат подвійного звивання типу ЛК-РО конструкції 6х36 (1+7+7/7+14)+7х7 (1+6) (табл. 2.1) з умовним позначенням:

Канат 30 - Г - В - Н - 1670 ГОСТ 7669-80

Таблиця 2.1 - Параметри канату

Параметр	Значення
Діаметр каната, мм	30
Маркувальна група, МПа	1670
Розрахункова площа перерізу, мм ²	426,8
Розрахункова маса 1000 м каната, кг	3890
Розрахункове розривне зусилля, кН	566

2.1.4. Розрахунок шпильок кріплення каната до барабана

Для кріплення каната до барабана використовуємо нормалізовані планки з отворами (рис. 2.3) під шпильки [13].

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

$$F_{кр} = \frac{F_{max}}{e^{f \cdot \alpha}} = \frac{125846}{2,72^{0,16 \cdot 3 \cdot 3,14}} = 28053 \text{ Н}, \quad (2.5)$$

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

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

α - кут охоплення барабана незмотуваними витками, за правилами Держгірпромнагляду України $\alpha=3\pi$;

Визначимо необхідне число шпильок кріплення каната до барабана:

$$Z = \frac{3 \cdot F_{кр}}{d_1^2 \cdot [\sigma]_p} = \frac{3 \cdot 28053}{(25,706 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 55 \cdot 10^6} = 2,31, \quad (2.6)$$

де d_1 - внутрішній діаметр різьблення шпильки, $d_1=25,706$ мм (М30);

$[\sigma]_p$ - допускна напруга розтягування, для шпильок із сталі Ст3

$[\sigma]_p = 55 \text{ МПа}$;

Остаточно приймаємо $Z = 3$.

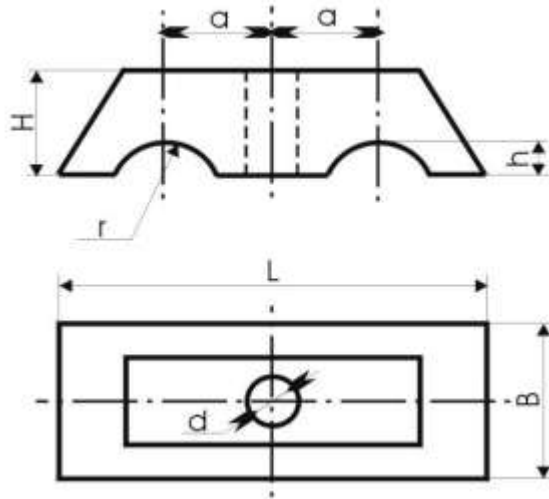


Рисунок 2.3 - Нормалізовані планки з отворами під шпильки.

Згідно [13] визначаємо основні розміри для нормалізованих планок.

Таблиця 2.2 – Планки нормалізовані

Параметр	Розміри, мм						
	a	L	B	H	h	r	d
Значення	34	105	80	30	5	25	32

2.1.5. Розрахунок розмірів блоків і барабана

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

$$D_{\text{бар. min}} = h_1 \cdot d_k = 18 \cdot 30 = 540 \text{ мм}, \quad (2.7)$$

де d_k - діаметр каната, $d_k=30$ мм;

h_1 - коефіцієнт, залежний від режиму роботи, для барабана при режимі М5 згідно [14] $h=18$;

Заздалегідь приймаємо $D_{\text{бар}}=540$ мм.

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

$$D_{\text{бл. min}} = h_2 \cdot d_k = 20 \cdot 30 = 600 \text{ мм}, \quad (2.8)$$

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

Приймаємо $D_{\text{бл}}=600$ мм.

Визначимо мінімально допустимий діаметр тих, що відхиляють і зрівняльних блоків по середній лінії навитого каната, мм :

$$D_{\text{ур. бл. min}} = h_3 \cdot d_k = 14 \cdot 30 = 420 \text{ мм}, \quad (2.9)$$

де h_3 - коефіцієнт, залежний від режиму роботи, для зрівняльного блоку при режимі М5 згідно [14] $h=14$

Остаточно приймаємо $D_{\text{ур бл}} = 420$ мм.

Виходячи з діаметру каната згідно [17] вибираємо профіль рівчака канатного блоку (рис. 2.4) з такими основними розмірами (табл. 2.3).

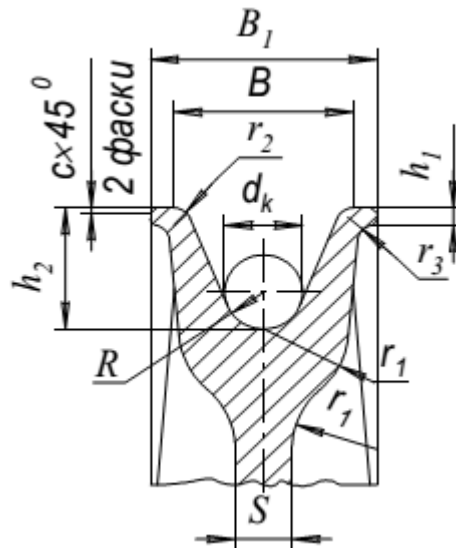


Рисунок 2.4 - Профіль ривчака канатного блоку

Таблиця 2.3 - Профіль ривчака канатного блоку. Основні розміри

Параметр	Розміри, мм									
	d	R	B	B ₁	h	r	r ₁	r ₃	C	S
Значення	30	15,5	55	80	14	45	32	6,0	3,0	16

2.1.6. Вибір гаку

У процесі модернізації крана було прийнято рішення про заміну встановленого дворогого пластинчастого гака на кований серійного виробництва. Це обумовлено суттєвими відмінностями у діапазонах вантажопідйомності, передбачених стандартами DIN і ГОСТ. Зокрема, для однорогих гаків за стандартами DIN цей діапазон становить від 0,1 до 500 т. В Україні ж параметри кованих і штампованих гаків регламентуються ГОСТ 6627-74 і ГОСТ 6628-73, де вантажопідйомність для однорогих гаків знаходиться в межах 0,4–100 т. Для дворогих гаків ці значення складають відповідно 0,1–500 т (DIN) та 8–100 т (ГОСТ).

Асортимент гаків також має певні відмінності: за стандартами DIN передбачено 30 типорозмірів однорогих і 24 - дворогих гаків, тоді як за ГОСТ - 26 однорогих і лише 14 дворогих.

Ширший діапазон вантажопідйомності в DIN пояснюється наявністю п'яти класів міцності (M, P, S, T, V), у той час як у ГОСТах передбачений лише один. Це дає змогу більш гнучко підбирати гак залежно від умов експлуатації. Наприклад, гак №20 за стандартом DIN має до десяти варіантів вантажопідйомності в межах 12,5–100 т, тобто різниця сягає восьми разів. Для аналогічних гаків за ГОСТ цей діапазон значно вузький: наприклад, для №19 - 12,5–20 т, а для №26 - 80–100 т. Внаслідок цього в умовах, де достатньо одного типорозміру за DIN, у вітчизняній практиці доводиться застосовувати декілька різних гаків.

За рахунок цього при легких режимах роботи гаки, виконані за стандартами DIN, мають менші габарити та масу, а при середніх - приблизно вдвічі легші за аналоги, виготовлені за ГОСТ. Зменшення маси також досягається завдяки більш раціональній формі поковок. Якщо у вітчизняних гаків площі вертикального і горизонтального перерізів зіву однакові, то у DIN-конструкціях площа горизонтального перерізу, де діє максимальний згинальний момент, є більшою, причому вона плавно змінюється від вертикального до горизонтального напрямку. У деяких конструкціях, зокрема типу RSN (відповідно до DIN 15401), допускається також зменшення площі перерізу в зоні нейтральної осі.

Використання у вітчизняній практиці переважно сталі Ст20 пояснюється певною консервативністю підходів у галузі підйомно-транспортного машинобудування, що сформувалися ще з 1970-х років.

У даному проєкті гак (рис. 2.5) обрано відповідно до номінальної вантажопідйомності $Q = 200$ т та режиму роботи М5. Згідно з [19], прийнято кований дворогий гак із позначенням НВ-02-НК125, довжиною $L = 1330$ мм, виготовлений зі сталі 34CrMo4.

Висота гайки гака має бути приблизно рівною довжині різьбової частини хвостовика, а її зовнішній діаметр - відповідати зовнішньому діаметру упорної вальниці. Остаточні розміри гайки визначаються після виконання ескізного компонування гакової підвіски.

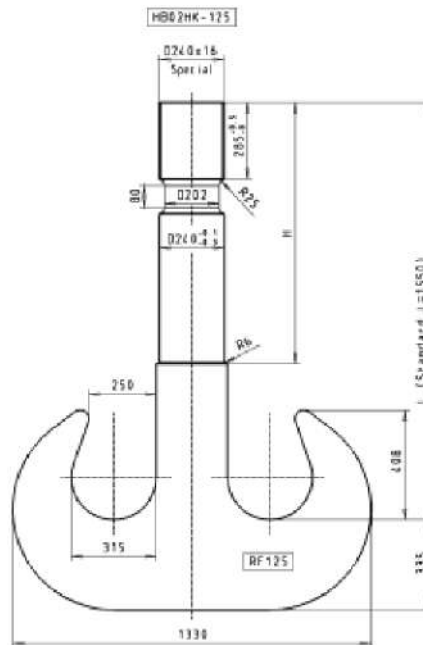


Рисунок 2.5 - Заготівля кованого дворогого гака HB02HK-125

2.1.7. Вибір упорної вальниці

Упорна вальниця гака обирається по статичній вантажопідйомності і діаметру шийки гака. На динамічну вантажопідйомність вальницю не перевіряють, оскільки гак здійснює незначний коливальний рух.

Необхідна статична вантажопідйомність вальниці, Н:

$$C_0 = 1,2 \cdot g \cdot 10^3 \cdot (Q + G_n) = 1,2 \cdot 10^4 \cdot (200 + 5) = 2413260 \text{ Н}, \quad (2.10)$$

Згідно [12] обираємо вальницю конічну однорядну упорної серії №9019452 з такими параметрами (табл. 2.4) : ГОСТ 27057

Таблиця 2.4 - Характеристика вальниці [12].

Умовне позначення	d, мм	D, мм	H, мм	r, мм	C ₀ , Н	Маса, кг
9019452	260	480	132	6	4700000	114

2.1.8. Розрахунок потужності двигуна та його вибір

Визначимо статичну потужність електродвигуна, кВт:

$$P_{\text{ст}} = \frac{10^4 \cdot (Q + G_{\text{п}}) \cdot V_{\text{п}}}{\eta_3} = \frac{10^4 \cdot (200 + 5) \cdot 0,031}{0,71} = 89507 \text{ Вт}, \quad (2.11)$$

де η_3 - загальний ККД механізму;

$$\eta_3 = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_3^2 = 0,83 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,98^2 = 0,71, \quad (2.12)$$

де $\eta_{\text{п}}$ - ККД поліспасту, $\eta_{\text{п}}=0,83$;

$\eta_{\text{б}}$ - ККД барабана, $\eta_{\text{б}}=0,96$;

$\eta_{\text{р}}$ - ККД редуктора, $\eta_{\text{р}}=0,96$;

$\eta_{\text{м}}$ - ККД муфти, $\eta_{\text{м}}=0,99^2$;

η_3 - ККД зубчастої передачі, $\eta_3=0,98$.

Згідно [17], вибираємо двигун 4МТМ280 L6 з такими технічними характеристиками (табл. 2.5) :

Таблиця 2.5 - Характеристика двигуна [17].

Параметр	Значення
Потужність P_d при ПВ 40%, кВт	110
Частота обертання n_d , мин^{-1}	970
Момент інерції ротора I_p , кг м^2	4,8
Маса, кг	970

Перевіряємо електродвигун на перегрів.

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

$$P_e = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{ст} = 0,50 \cdot 0,85 \cdot 89507 = 38041 \text{ Вт} \leq P_{кат} = 110000 \text{ Вт}, \quad (2.13)$$

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

γ - коефіцієнт, який визначає еквівалентну по нагріву потужність; $\gamma=0,85$ [11].

Умова виконується, тому перегрівання обмоток двигуна не буде.

2.1.9. Вибір редуктора

Редуктор обирають, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передавального числа і режиму роботи.

Передавальне число механізму підйому :

$$U' = \frac{n_d}{n_6} = \frac{970}{4,627} = 209,6, \quad (2.14)$$

де n_6 - частота обертання барабана, мин^{-1} ;

n_d - частота обертання ротора електродвигуна головного підйому (4МТМ280 L6).

$$n_{\bar{o}} = \frac{60 \cdot V_{\Pi} \cdot i_n}{\pi D_{\text{бар}}} = \frac{60 \cdot 0,031 \cdot 10}{3,14 \cdot 0,54} = 4,627 \text{ мин}^{-1}, \quad (2,15)$$

Для механізму головного підйому згідно [8] вибраний редуктор 7Ц4-987-200 з такими параметрами (табл. 2.6) :

Таблиця 2.6 - Характеристика редуктора

Параметр	Значення
Міжосьова відстань A_w , мм	987
Передавальне число U_p	200
Допускний момент, на тихохідному валу, кНм	163
Допускне консольне навантаження на тихохідний вал, кН	180

Коригуємо вибрані розміри канатного барабана для забезпечення необхідної швидкості підйому :

$$D_{\text{бар}} = \frac{60 \cdot V_{\Pi} \cdot U_p \cdot i_n}{\pi \cdot n_d} = \frac{60 \cdot 0,031 \cdot 200 \cdot 10}{3,14 \cdot 970} = 1,22 \text{ м}, \quad (2,16)$$

Остаточно приймаємо $D_{\text{бар}} = 1280$ мм - по центру каната.

Перевірка навантаження на тихохідний вал на допустимі паспортні величини. Момент на тихохідному валу:

$$M_T = F_{\text{max}} \cdot D_{\bar{o}} = 125846 \cdot 1,28 = 161082 \text{ Нм} \leq [M_{\text{паст}}]. \quad (2,17)$$

Консольне навантаження:

$$F_r \approx 1,1F_{\max} = 1,1 \cdot 125846 = 138430 \text{ Н} \leq [F_{\text{паст}}] . \quad (2.18)$$

2.1.10. Розрахунок і вибір гальма

Гальмо підбирається по необхідному гальмівному моменту. Величина необхідного гальмівного моменту складе:

$$T_T = \frac{10^4 \cdot (Q + G_{\text{п}}) \cdot D_{\text{бар}} \cdot \eta_z \cdot K_T}{2 \cdot i_{\text{п}} \cdot U_p} = \frac{10^4 \cdot (200 + 5) \cdot 1,28 \cdot 0,71 \cdot 1,5}{2 \cdot 10 \cdot 200} = 816 \text{ Нм} \quad (2.19)$$

де $K_T = 1.5$ - коефіцієнт запасу гальмування [15],

$i_{\text{п}} = 10$ - кратність поліспасту механізму головного підйому.

Згідно [13], вибираємо гальмо ТКГ-400М з такими технічними характеристиками (табл. 2.7).

Таблиця 2.7 - Характеристика гальма

Параметр	Значення
Діаметр шківа, мм	400
Ширина колодки, мм	180
Гальмівний момент, Нм	1500
Тип гідроштовхальника	ТЭ-75
Маса, кг	179

2.1.11. Вибір муфт

У підйомному механізмі використовуються зубчасті муфти, що встановлюються на проміжному валу швидкохідного ступеня та забезпечують з'єднання його з валами електродвигуна і редуктора.

Вибір муфт здійснюється відповідно до [9] за максимальним крутним моментом:

$$T'_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{\max}, \quad (2.20)$$

де T_H - номінальний момент;

$$T_H = \frac{10^4 \cdot (Q + G_n) \cdot D_6}{2 \cdot i_n \cdot U_p \cdot \eta_3} = \frac{10^4 \cdot (200 + 5) \cdot 1,28}{2 \cdot 10 \cdot 200 \cdot 0,71} = 924 \text{ Нм}, \quad (2.21)$$

де K_1 – коефіцієнт міри відповідальності механізму; $K_1 = 1,8$;

K_2 - коефіцієнт, режима роботи механізму; для середнього режиму $K_2 = 1,2$ [11].

$$T'_M = 924 \cdot 1,8 \cdot 1,2 = 1996 \text{ Нм},$$

Вибираємо зубчасту муфту з номінальним крутним моментом $T_M = 4000$ Нм.

Таблиця 2.8 - Параметри муфти

D, мм	L	d	Максимальний момент, Нм	Момент інерції муфти кг·м ²	Маса муфти, кг
400	185	90	4000	6,2	68

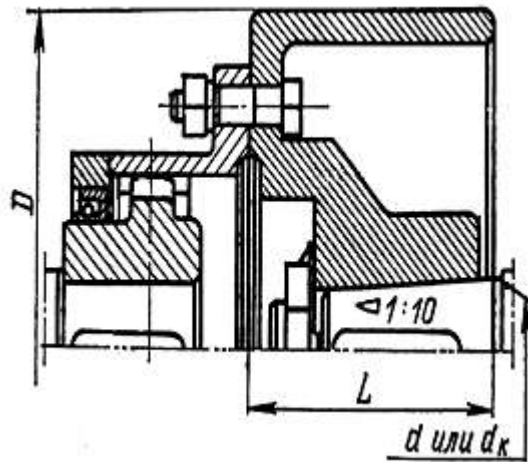


Рисунок 2.6 - Зубчаста муфта

2.1.12. Перевірка двигунів по часу пуску

Перевіряємо двигун за часом пуску при підйомі вантажу, с:

$$t_{\text{п}} = \frac{I_{\text{пр}} \cdot \omega_{\text{д}}}{T_{\text{сп}} - T_{\text{ст}}} \leq [t] = 1 \dots 2 \text{ с}, \quad (2.22)$$

де $I_{\text{пр}}$ - приведений до валу двигуна момент інерції обертальних мас, окрім валу двигуна і муфти, кг·м²;

$$I_{\text{пп}} = \delta \cdot (I_p + I_m) + m \cdot \frac{D_6^2}{4 \cdot U_{\text{общ}}^2 \cdot i_{\text{п}}^2 \cdot \eta_3} =$$

$$= 1,2 \cdot (4,8 + 6,2) + 20500 \cdot \frac{1,28^2}{4 \cdot 200^2 \cdot 10^2 \cdot 0,71} = 13,2 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (2,23)$$

де δ - коефіцієнт, який враховує момент інерції обертальних мас деталей, окрім валу двигуна і муфти, $\delta=1,2$ [17];

I_p - момент інерції ротора двигуна;

I_m - момент інерції зубчастих муфт;

m - маса вантажу, кг;

$$m = 10^3 \cdot (Q + G_{\text{п}}) = 10^3 \cdot (200 + 5) = 205000 \text{ кг}, \quad (2,24)$$

де $T_{\text{ст}}$ - момент на валу двигуна від маси вантажу, Нм;

$$T_{\text{ст}} = \frac{10^4 \cdot (Q + G_{\text{п}}) \cdot D_6}{2 \cdot i_{\text{п}} \cdot U_{\text{общ}} \cdot \eta_3} = \frac{10^4 \cdot (200 + 5) \cdot 1,28}{2 \cdot 10 \cdot 200 \cdot 0,71} = 924 \text{ Нм}, \quad (2,25)$$

де ω_d - кутова швидкість двигуна, с^{-1} ;

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n_d}{30} = \frac{3,14 \cdot 970}{30} = 101,5 \text{ с}^{-1}, \quad (2,26)$$

де $T_{\text{п}}^{\text{сп}}$ - середньо пусковий момент електродвигуна, Нм;

$$T_{\text{п}}^{\text{сп}} = \psi \cdot \frac{10^3 \cdot P_d}{\omega_d} = 1,6 \cdot \frac{10^3 \cdot 110}{101,5} = 1734 \text{ Нм}, \quad (2,27)$$

де ψ - середня кратність пускового моменту для електродвигунів з фазним ротором; $\psi = 1,5 \dots 1,6$ [17],

Приймаємо $\psi = 1,6$.

$$t_{\Pi} = \frac{13,2 \cdot 101,5}{1734 - 924} = 1,65 \text{ с} \leq [t] = 1 \dots 2 \text{ с.} \quad (2.28)$$

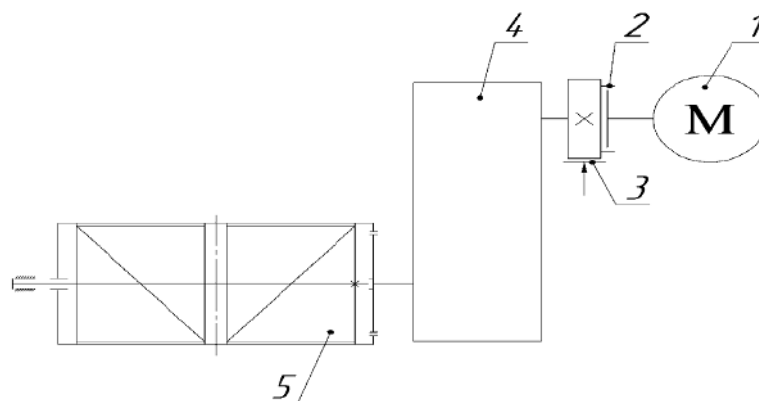
Таким чином, умови нормального пуску механізму виконуються.

2.2. Механізм допоміжного підйому

Вихідні дані:

Вантажопідйомність Q, т	32
Висота підйому Н, м	40
Швидкість підйому основна V _П , м/с	0,126
Група класифікації за ISO 4301/1	M5

2.2.1. Вибір кінематичної схеми механізму



1 - електродвигун; 2 - полумуфта зубчаста; 3 - гальмо;

4 - редуктор; 5 - барабан канатний

Рисунок 2.6 - Кінематична схема механізму допоміжного підйому

2.2.2. Вибір схеми і кратності поліспада

Обираємо здвоєний поліспаст кратністю $i_n = 4$ (з заданої вантажопідйомності). Дивись рисунок 2.7.

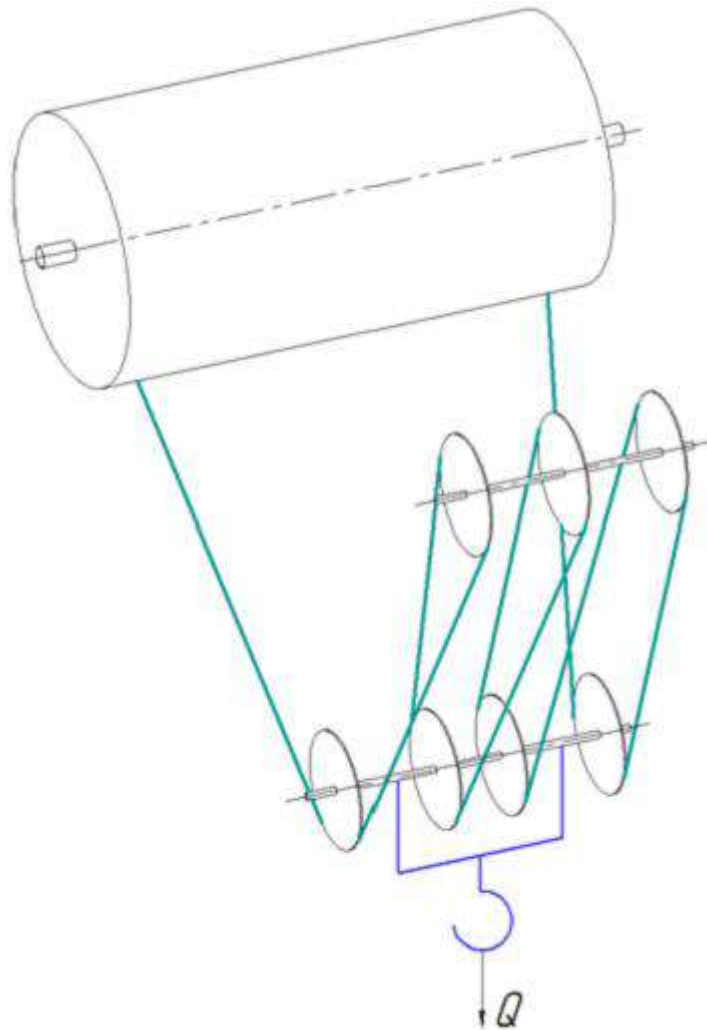


Рисунок 2.7 - Схема запасування каната допоміжного підйому

Кількість блоків підвіски $n = 4$;

кількість блоків зрівняльних $m = 3$;

кількість гілок канату, намотуваних на барабан $a = 2$;

Розрахунок ККД поліспасту:

$$\eta_{\pi} = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_{\pi}-1}}{i_{\pi}} = \frac{1 + 0,98 + 0,98^2 + 0,98^3}{4} = 0,97, \quad (2.29)$$

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

2.2.3. Вибір вантажного каната

Канат обираємо по розривному зусиллю. Визначаємо розривне зусилля канта, Н:

$$F_{\text{розр}} = Z_p \cdot F_{\text{max}} \leq [F]_{\text{ГОСТ}} = 4,5 \cdot 42669 = 192010 \text{ Н}, \quad (2.30)$$

де Z_p - коефіцієнт використання каната, для режиму роботи крану М5 згідно [14] $Z_p=4,5$;

F_{max} - найбільше зусилля в канаті, Н;

$$F_{\text{max}} = \frac{10^4 \cdot (Q + G_{\pi})}{a \cdot i_{\pi} \cdot \eta_{\pi} \cdot \eta^m} = \frac{10^4 \cdot (32 + 0,75)}{2 \cdot 4 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3} = 42669 \text{ Н}, \quad (2.31)$$

де G_{π} - маса гакової підвіски, т;

$$G_{\pi} = (0,02 \dots 0,03) \cdot Q_{\text{гл}} = (0,02 \dots 0,03) \cdot 32 = 0,64 \dots 0,96 \text{ т}. \quad (2.32)$$

Приймаємо масу підвіски $G_{\pi}=0,75$ т.

Згідно [4] вибираємо сталевий канат подвійного звивання типу ЛК-Р конструкції 6х19 (1 + 6 + 6 + 6) + 1 о.с. (табл. 2.9) з умовним позначенням:

Канат 22 - Г - В - Н - 1670 ГОСТ 7669-80

Таблиця 2.9 - Параметри каната

Параметр	Значення
Діаметр каната, мм	22
Маркувальна група, МПа	1670
Розрахункова площа перерізу, мм ²	185,1
Розрахункова маса 1000 м каната, кг	1830
Розрахункове розривне зусилля, кН	252,5

2.2.4. Розрахунок шпильок кріплення каната до барабана

Для кріплення каната до барабана використовуємо нормалізовані планки з отворами (рис. 2.8) під шпильки [13].

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

$$F_{кр} = \frac{F_{max}}{e^{f \cdot \alpha}} = \frac{42669}{2,72^{0,16 \cdot 3 \cdot 3,14}} = 9435 \text{ Н}, \quad (2.33)$$

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

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

α - кут охоплення барабана незмотуваними витками, за правилами Держгірпромнагляду України $\alpha=3\pi$;

Визначимо необхідне число шпильок кріплення каната до барабана:

$$Z = \frac{3 \cdot F_{кр}}{d_1^2 \cdot [\sigma]_p} = \frac{3 \cdot 9435}{(20,319 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 55 \cdot 10^6} = 1,64, \quad (2.34)$$

де d_1 - внутрішній діаметр різьблення шпильки, $d_1=20,319$ мм (М24);

$[\sigma]_p$ - допустима напруга розтягування, для шпильок із сталі Ст3 $[\sigma]_p=55$ МПа;

Остаточно приймаємо $Z = 3$.

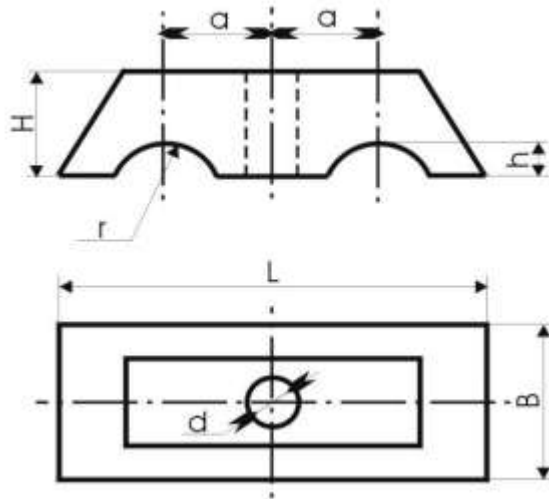


Рисунок 2.8 - Нормалізовані планки з отворами під шпильки.

Таблиця 2.10 - Розміри нормалізованих планок [13]

Параметр	Розміри, мм						
	a	L	B	H	h	r	d
Значення	25	75	60	22	3,5	16	26

2.1.5. Розрахунок розмірів блоків і барабана

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

$$D_{\text{бар. min}} = h_1 \cdot d_k = 18 \cdot 22 = 396 \text{ мм}, \quad (2.35)$$

де d_k - діаметр каната, $d_k=22$ мм;

h_1 - коефіцієнт, залежний від режиму роботи, для барабана при режимі М5 згідно [14] $h=18$;

Заздалегідь приймаємо $D_{\text{бар}}=402$ мм.

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

$$D_{\text{бл. min}} = h_2 \cdot d_k = 20 \cdot 22 = 440 \text{ мм}, \quad (2.36)$$

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

Приймаємо $D_{\text{бл}}=440$ мм.

Мінімально допустимий діаметр відхиляючих та зрівняльних блоків по середній лінії навитого каната, мм :

$$D_{\text{ур. бл. min}} = h_3 \cdot d_k = 14 \cdot 22 = 308 \text{ мм}, \quad (2.37)$$

де h_3 - коефіцієнт, залежний від режиму роботи, для зрівняльного блоку при режимі М5 згідно [14] $h=14$

Остаточню приймаємо $D_{\text{ур бл}} = 312$ мм.

Виходячи з діаметру каната згідно [17] вибираємо профіль рівчака канатного блоку (рис. 2.9) з такими основними розмірами (табл. 2.11).

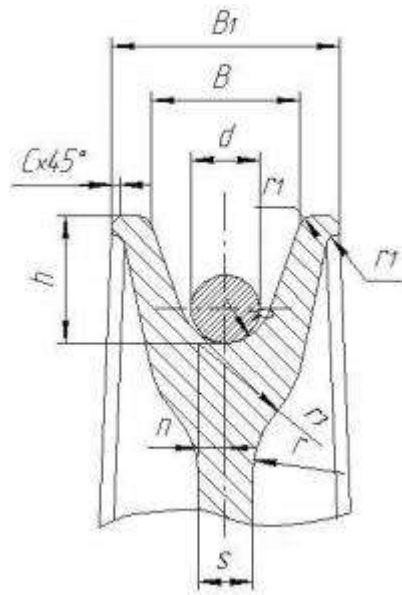


Рисунок 2.9 - Профіль рівчака канатного блоку

Таблиця 2.11 - Основні розміри профілю рівчака канатного блоку

Параметр	Розміри, мм									
	d	R	B	B ₁	h	r	r ₁	r ₃	C	S
Значення	22	12,5	45	65	36	25	4	25	1,5	16

2.2.6. Розрахунок елементів підвіски гаку

Гак (рис. 2.10) вибираємо по номінальній вантажопідйомності $Q_{bc}=32$ т і по групі режиму роботи - М5. Згідно [17] вибираємо заготовлю кованого однорогого гака №21 тип А (табл. 2.12) з умовним позначенням:

Заготівля гака 21А-1 ГОСТ 6627-74

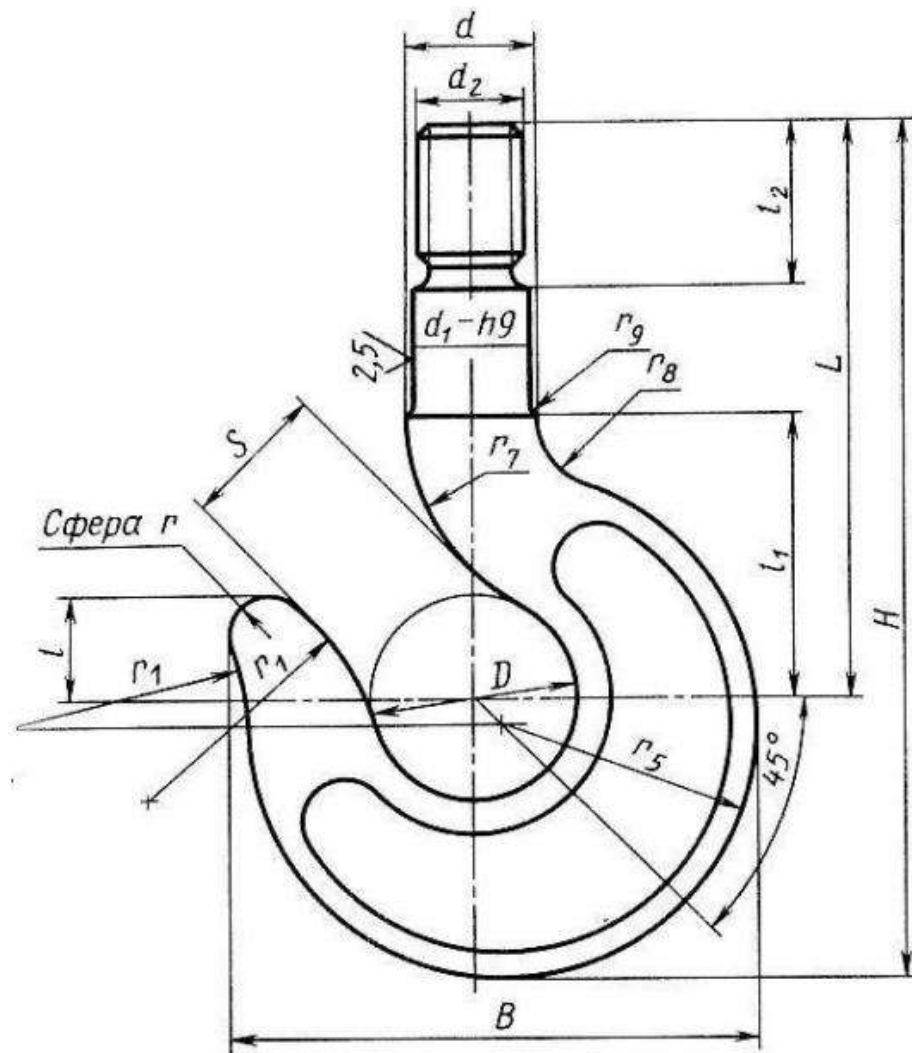


Рисунок 2.10 - Заготівля кованого однорогого гака №21 тип А, виконання 1.

Таблиця 2.12 - Основні розміри гака [17].

Параметр	D, мм	S, мм,	L, мм,	d, мм,	d ₂ , мм	h, мм	l, мм	l ₁ , мм
Значення	190	145	125	580	Tr100x12	184	95	260
Параметр	l ₂ , мм	r, мм	r ₁ , мм	r ₂ , мм	r ₃ , мм	r ₄ , мм	r ₅ , мм	m, кг
Значення	130	32	210	23	110	245	135	130

Висота гайки гака повинна приблизно дорівнювати довжині різьблення хвостовика гака, зовнішній діаметр гайки дорівнює зовнішньому діаметру упорної вальниці. Остаточні розміри гайки крюка визначають після ескізного компонування гакової підвіски.

Вибір упорної вальниці.

Упорний вальницю гака вибирається по статичній вантажопідйомності і діаметру шийки гака. На динамічну вантажопідйомність вальницю не перевіряють, оскільки гак здійснює незначний коливальний рух.

Визначимо необхідну статичну вантажопідйомність вальниці, Н:

$$C_0 = 1,2 \cdot g \cdot 10^3 \cdot (Q + G_{\text{п}}) = 1,2 \cdot 9810 \cdot (32 + 0,75) = 385533 \text{ Н}, \quad (2.38)$$

Згідно [12] вибираємо вальницю кульковий однорядний упорний середньої серії № 8224 з такими параметрами (табл. 2.13) :

Таблиця 2.13 - Характеристика вальниці [12].

Умовне позначення	d, мм	D, мм	H, мм	r, мм	C ₀ , Н	Маса, кг
8224	120	170	39	3,5	405000	2,8

У нормальних підвісках розраховують вісь блоку, траверсу і сережки.

Розрахункова відстань А між опорами осі блоку і цапф траверси мм:

$$A = Z \cdot B_{\text{бл}} + 2\delta_1 + \delta_2 = 2 \cdot 84 + 2 \cdot 8 + 32 = 213 \text{ мм}, \quad (2.39)$$

де Z - кількість блоків на осі між сережками;

B_{бл} - ширина блоку, мм; $B_{\text{бл}} = 4\sqrt{D} = 4 \cdot \sqrt{442} \approx 84 \text{ мм};$

D - діаметр блоку по центру каната, мм;

δ₁ - товщина кожуха; δ₁ = 8 мм;

δ₂ - товщина сережки; δ₂ = 30 мм.

З урахуванням необхідності установки упорного вальницюа і розміщення гайки гака після попереднього ескізного компоновання вузла приймаємо A = 250 мм.

Розрахунок вісі блоків.

Розрахункова схема осі представлена на рис. (2.12). Розміри, вказані на схемі, отримані з попереднього ескізного компоновання підвіски з урахуванням рекомендацій, приведених в [15]. Розрахункове зусилля в сережці підвіски:

$$P = \frac{K_n \cdot (Q + G_n) \cdot 10^4}{2} = \frac{1,1 \cdot (32 + 0,75) \cdot 10^4}{2} = 176703 \text{ Н},$$

де $K_n = 1.1$ - коефіцієнт перевантаження для механізму підйому;

Розподілене навантаження, що передається вальницями на вісь:

$$q = \frac{K_n \cdot (Q + G_n) \cdot 10^4}{Z \cdot B_{\text{вл}}} = \frac{1,1 \cdot (32 + 0,75) \cdot 10^4}{4 \cdot 0,074} = 1193936 \text{ Н/м}.$$

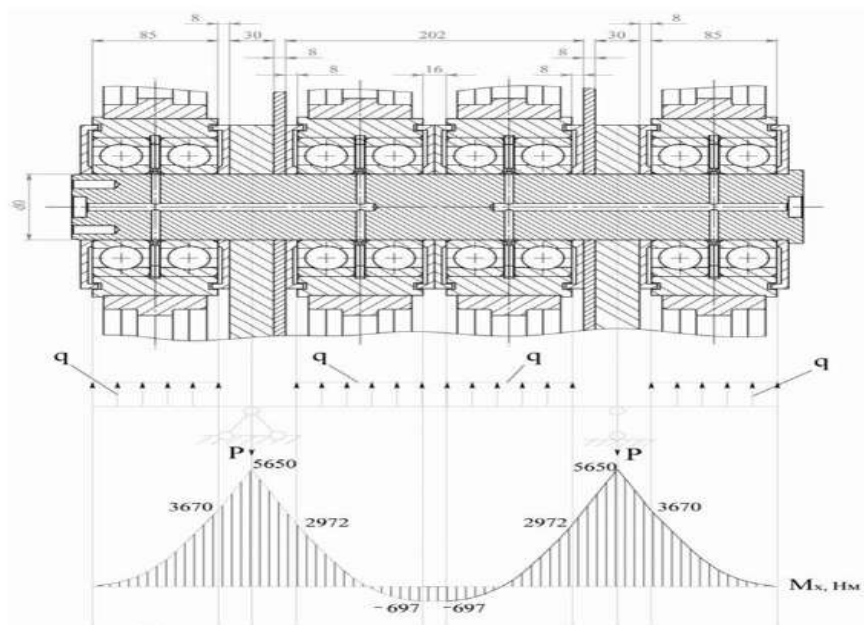


Рисунок 2.11 - Розрахункова схема осі блоків

З схеми видно, що розрахунковий момент згину виникає в місцях контакту з сережками і рівний $M_{\max} = 5650 \text{ Нм}$.

Визначимо допускну напругу згину $[\sigma_{\text{и}}]$ для осі, що виготовлено із Сталі 45 ГОСТ 1050-88 з такими механічними характеристиками:

- межа міцності $\sigma_{\text{в}}$, МПа	610
- межа плинності $\sigma_{\text{т}}$, МПа	360
- межа витривалості при згині $\sigma_{-1\text{и}}$, МПа	290

$$[\sigma_{-1\text{и}}] = \frac{1,4\sigma_{-1\text{и}}}{K_{\sigma} \cdot [S]} = \frac{1,4 \cdot 290}{2,1 \cdot 1,4} = 138 \text{ МПа}, \quad (2.40)$$

де K_{σ} - ефективний коефіцієнт концентрації напруги; для осі, ослабленої мастильними отворами $K_{\sigma} = 2,1$;

$[S]$ - коефіцієнт запасу міцності, для групи класифікації механізму М5 $[S] = 1,4$ [15].

Діаметр осі :

$$d'_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,1 \cdot [\sigma_{\text{и}}]}} = \sqrt[3]{\frac{5650}{0,1 \cdot 138 \cdot 10^6}} = 0,076 \text{ м}, \quad (2.41)$$

Прийнятий $d_0 = 80 \text{ мм}$.

Вибір і розрахунок вальниць для блоків.

Розрахункові навантаження.

Еквівалентне навантаження на одну вальницю блоку :

$$F_{\text{э}} = K_G \frac{(Q + G_{\text{п}}) \cdot K_{\text{п}} \cdot 10^4}{2 \cdot z_{\text{с}}} = 0,5 \cdot \frac{(32 + 0,75) \cdot 1,1 \cdot 10^4}{2 \cdot 4} = 22054 \text{ Н}, \quad (2.42)$$

де $Q_{\text{гл}}$ - номінальна підйомна сила підвіски, Н;

z_6 - число блоків в підвісці;

2 - число вальниць в одному блоці;

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

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = VF_3 K_6 = 1,2 \cdot 22054 \cdot 1,2 = 31758 \text{ Н}, \quad (2.43)$$

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

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

Необхідна динамічна вантажопідйомність.

Розрахунковий термін служби вальниць $L_h = 3200$ ч [15].

Частота обертання блоку :

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_{\Pi}^{BC} \cdot (u_n - 1)}{\pi D_{\text{бл}}} = \frac{60 \cdot 0,126 \cdot (4 - 1)}{3,14 \cdot 0,442} = 16,3 \text{ мин}^{-1}, \quad (2.44)$$

Необхідна динамічна вантажопідйомність вальниць :

$$c = \frac{f_h}{f_n} P = \frac{1,855}{1,27} 31758 = 46387 \text{ Н}, \quad (2.45)$$

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

f_n - коефіцієнт, визначуваний по частоті обертання;

при $n_6 = 16,3 \text{ мин}^{-1}$, $f_n = 1,27$ [15].

Вальниці обираємо по ГОСТ 8338-75 для блоків підвіски прийняті радіальні однорядні кулькові вальниці з наступними параметрами:

- умовне позначення	316
- внутрішній діаметр d , мм	80
- зовнішній діаметр D , мм	170
- ширина B , мм	39
- динамічна вантажопідйомність $[C]$, Н	124000
- статична вантажопідйомність $[C_0]$, Н	80000
- маса, кг	3,6

Розрахунок траверси.

Траверсу розраховують як балку (рис. 2.13), опорами балки - сержки. Отже, довжина траверси дорівнює довжині осі $l_T = A = 250$ мм.

Навантаження, яке передається гайкою гака через упорну вальницю приймається в центрі траверси:

$$Q_{\max} = (Q + G_{\Pi}) \cdot K_{\Pi} \cdot g \cdot 10^3 = 353405 \text{ Н.}$$

Траверса має два небезпечні перерізи (зі схеми типового розрахунку для траверс нормальних і полегшених гакових підвісок):

- Б-Б центральний, ослаблений отвором d_1 для пропуску шийки гака,
- Г-Г - місце переходу цапфи d_{Π} в тіло траверси.

Вихідні дані, необхідні для розрахунку траверси:

- матеріал	сталь 45
- межа міцності σ_B , МПа	610
- межа плинності σ_T , МПа	360
- межа витривалості при згині σ_{-1II} , МПа	290

Зважаючи на симетричне розташування навантаження $Q_{\max}$ відносно сержок, визначаємо опорні реакції:

$$R_A = R_B = \frac{Q_{\max}}{2} = \frac{353405}{2} = 176703 \text{ Н}, \quad (2,46)$$

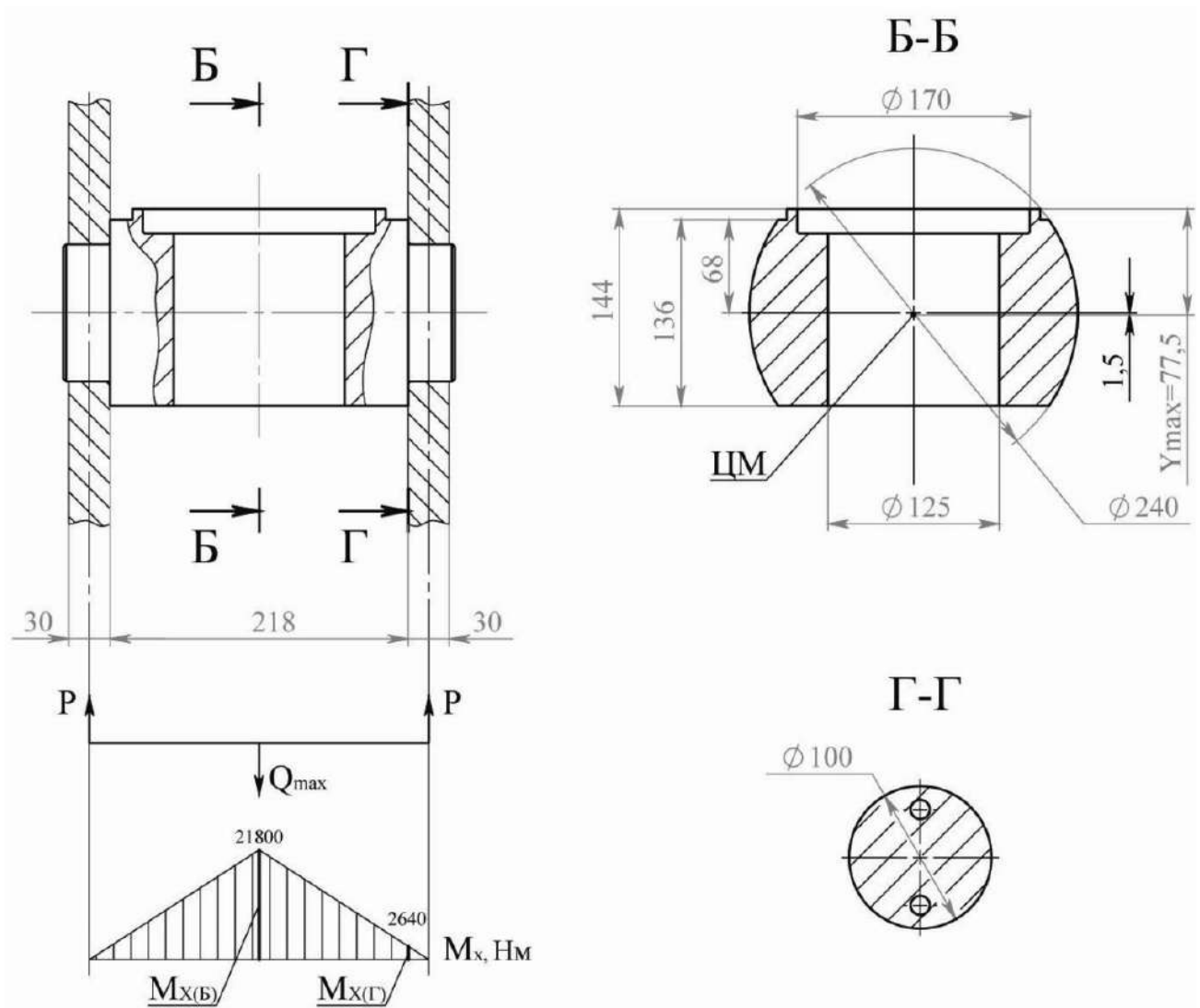


Рисунок 2.12 - Розрахункова схема траверси

Згинальний момент в перерізі Б-Б:

$$M_B = R_B \frac{l_T}{2} = 176703 \frac{250}{2} = 22087813 \text{ Нм}, \quad (2,47)$$

Напруга, що допускається, для перерізу Б-Б :

$$[\sigma_b] = \frac{1,4\sigma_{-II}}{K_6[S]} = \frac{1,4 \cdot 290}{2,6 \cdot 1,4} = 112 \text{ МПа}, \quad (2,48)$$

де K_6 - коефіцієнт концентрації напружень; для перетину траверси, ослабленого отвором $K_6 = 2,6$ [15];

$[S]$ - запас міцності; для групи класифікації механізму М5

$$[S] = 1,4.$$

Розміри траверси отримані в результаті попередньої ескізної компоновання підвіски з урахуванням аналізу існуючих конструкцій підвісок. Момент інерції перерізу Б-Б обчислений за методом кінцевих елементів з використанням електронного додатка SolidWorks 2011 і становить $I_x = 1775 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4$. Таким чином, момент опору перерізу Б-Б складає (див. рис 2.13):

$$W_b = \frac{I_x}{Y_{\max}} = \frac{1770 \cdot 10^{-8}}{0,0775} = 2,29 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3, \quad (2,49)$$

Перевірка перерізу Б-Б на міцність:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{22087813 \cdot 10^{-3}}{2,29 \cdot 10^{-4}} = 95,3 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]_b, \quad (2,50)$$

Діаметр цапфи визначається з розрахунку на згин:

- міцності цапфи на вигин
- забезпечення допустимої напруги на зминання у зоні рухливого контакту цапфи з сергою.

Момент, що вигинає, в перерізі Г-Г :

$$M_\Gamma = R_b l_1 = R_b \left(\delta_1 + \frac{\delta_2}{2} \right) = 176703 \left(8 + \frac{30}{2} \right) = 4064169 \text{ Нм}, \quad (2,51)$$

Напруга, що допускається, в перерізі Г-Г:

$$[\sigma_r] = \frac{1,4\sigma_{\text{ли}}}{K_b \cdot [S]} = \frac{1,4 \cdot 290}{2,7 \cdot 1,4} = 107 \text{ МПа}, \quad (2.52)$$

де K_b - коефіцієнт концентрації напруги; для цапфи траверси з галтельним переходом $K_b = 2,7$ [15];

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

$$d_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{M_r}{0,1 \cdot [\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{4,064 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 107}} = 72,42 \text{ мм}, \quad (2.53)$$

Діаметр цапфи з розрахунку на зминання.

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

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{R_B}{d_{\text{ц}} \cdot \delta_2}, \text{ звідки } d_{\text{ц}} = \frac{R_B}{[\sigma_{\text{см}}] \cdot \delta_2} = \frac{176703}{65 \cdot 30} = 99 \text{ мм}, \quad (2.54)$$

де $[\sigma_{\text{см}}] = 65$ МПа - допустиме напруження зминання.

Прийнято $d_{\text{ц}} = 100$ мм.

Ширина серги визначається з зусилля розтягування $\frac{Q_{\text{max}}}{2}$. При постійній ширині В серги $d_0 < d_{\text{ц}}$ одним з небезпечних буде перетин А-А (рис. 2.14). Також перевіряється міцність вушок серги в перетинах Б-Б.

$$B = (1,8 \dots 2) \cdot d_{\text{ц}} = (1,8 \dots 2) \cdot 100 = 180 \dots 200 \text{ мм}, \quad (2.55)$$

Прийнято $B = 200$ мм.

Напруження в перерізі А-А:

$$\sigma_A = \frac{Q_{\max}}{2 \cdot (B - d_{\text{ц}}) \cdot b} = \frac{353405}{2 \cdot (200 - 100) \cdot 30} = 60 \text{ МПа} < [\sigma_p], \quad (2,56)$$

де $[\sigma_p]$ - де допустиме напруження розтягу для серги зі сталі марки 20; згідно [15], $[\sigma_p] = 110 \text{ МПа}$.

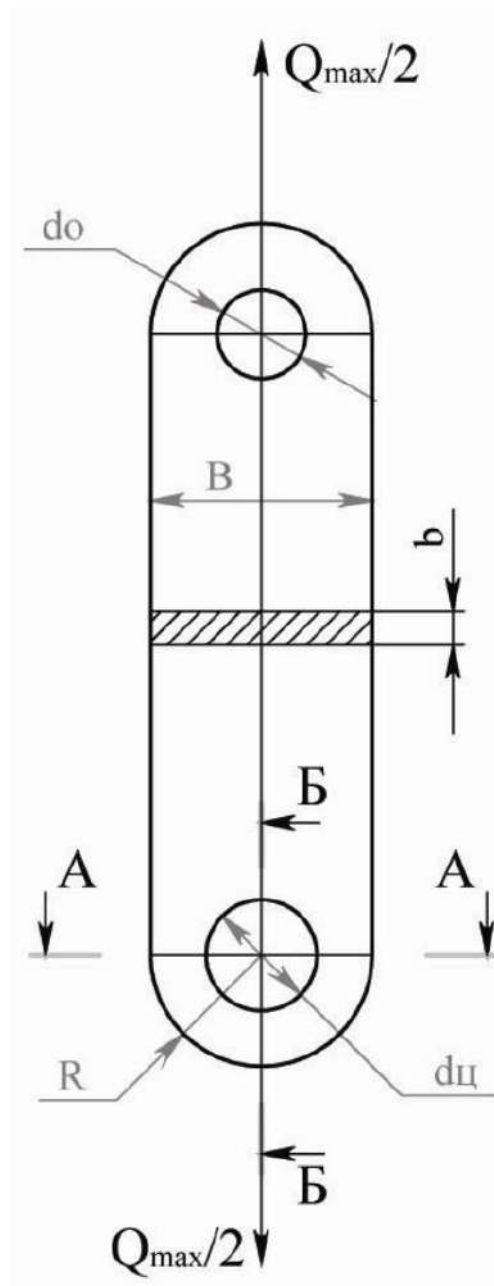


Рисунок 2.13 – Серьга

Напруга в перерізі Б-Б.

Проушина розраховуємо як товстостінний циліндр, навантажений зсередини тиском $P_b = \frac{Q_{\max}}{2bd_{\text{ц}}}$ МПа а зовні - тиском $P_H = 0$. Згідно формулам Ляме-

Гадолина [15], найбільша напруга на внутрішній поверхні:

$$\sigma_B = \frac{D_H^2 + D_B^2}{D_H^2 - D_B^2}, \quad (2,57)$$

Стосовно перерізу Б-Б $D_H = B$; і $D_B = d_{\text{ц}}$, тоді:

$$\sigma_B = \frac{Q_{\max}}{2b \cdot d_{\text{ц}}} \cdot \frac{B^2 + d_{\text{ц}}^2}{B^2 - d_{\text{ц}}^2} = \frac{353405}{2 \cdot 30 \cdot 100} \cdot \frac{200^2 + 100^2}{200^2 - 100^2} = 97 \text{ МПа} = [\sigma_p]. \quad (2,58)$$

2.2.7. Розрахунок потужності двигуна та його вибір

Визначимо статичну потужність електродвигуна, кВт:

$$P_{\text{ст}} = \frac{10^4 \cdot (Q + G_{\text{п}}) \cdot V_{\text{п}}}{\eta_3} = \frac{10^4 \cdot (32 + 0,75) \cdot 0,126}{0,87} = 46530 \text{ Вт}, \quad (2,59)$$

де η_3 - загальний ККД механізму;

$$\eta_3 = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_6 \cdot \eta_p \cdot \eta_{\text{м}} = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,99^2 = 0,87, \quad (2,60)$$

де $\eta_{\text{п}}$ - ККД поліспасту, $\eta_{\text{п}}=0,97$;

η_6 - ККД барабана, $\eta_6=0,96$;

η_p - ККД редуктора, $\eta_p=0,96$;

$\eta_{\text{м}}$ - ККД муфти, $\eta_{\text{м}}=0,99^2$;

Згідно [17], вибираємо двигун 4MTM280S10 з такими технічними характеристиками (табл. 2.14) :

Таблиця 2.14 - Характеристика двигуна [17].

Параметр	Значення
Потужність P_d при ПВ 40%, кВт	45
Частота обертання n_d , мин^{-1}	570
Момент інерції ротора I_p , кг м^2	3,8
Маса, кг	750

Перевіряємо на перегрівання електродвигуну.

Еквівалентна потужність електродвигуна, яка не допускає перегрівання обмоток, кВт:

$$P_e = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{ст} = 0,50 \cdot 0,85 \cdot 46530 = 19775 \text{ Вт} \leq P_{кат} = 75000 \text{ Вт}, \quad (2.61)$$

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

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

Умова виконується, тому перегрівання обмоток двигуна не буде.

2.2.8. Вибір редуктора, визначення розмірів барабана

Редуктор вибирають, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передатного числа і режиму роботи.

Передатне число механізму підйому :

$$U' = \frac{n_d}{n_6} = \frac{570}{23,96} = 23,8, \quad (2.62)$$

де n_6 - частота обертання барабана, мин^{-1} ;

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_{\Pi} \cdot i_n}{\pi D'_{\text{бар}}} = \frac{60 \cdot 0,126 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,402} = 23,96 \text{ мин}^{-1}, \quad (2.63)$$

З метою скорочення довжини канатного барабана доцільно застосувати редуктор із заздалегідь підвищеним передавальним числом. Таке рішення дозволяє зменшити необхідну довжину намотування каната, а відповідно і габарити барабана, що позитивно впливає на компоновку підйомного механізму та знижує металоємність конструкції.

Для механізму допоміжного підйому, відповідно до рекомендацій [8], обрано редуктор типу РК-600-50-21М, основні технічні характеристики якого наведені в таблиці 2.15.

Таблиця 2.15 - Характеристика редуктора

Параметр	Значення
Міжосьова відстань A_w , мм	1000
Передатне число U_p	48,57
Допустимий крутний момент на тихохідному валу, кНм	49,6
Допустиме консольне навантаження на тихохідний вал, кН	90
Маса, кг	2130

Коригуємо вибрані розміри канатного барабана з метою забезпечення необхідної V_{Π} :

$$D_{\text{бар}} = \frac{60 \cdot V_{\text{п}} \cdot U_{\text{п}} \cdot i_{\text{п}}}{\pi \cdot n_{\text{д}}} = \frac{60 \cdot 0,126 \cdot 48,57 \cdot 4}{3,14 \cdot 570} = 0,821 \text{ м},$$

(2.64)

Остаточно приймаємо $D_{\text{бар}} = 822 \text{ мм}$ - по центру каната.

Перевірка: навантаження на тихохідний вал не повинні перевищувати допустимі паспортні величини. Момент на тихохідному валу:

$$M_{\text{т}} = F_{\text{msx}} \cdot D_{\text{б}} = 42669 \cdot 0,822 = 35074 \text{ Нм} \leq [M_{\text{паст}}]. \quad (2.65)$$

Консольне навантаження:

$$F_{\text{г}} \approx 1,1 F_{\text{msx}} = 1,1 \cdot 42669 = 46936 \text{ Н} \leq [F_{\text{паст}}]. \quad (2.66)$$

2.2.8.1. Розрахунок стінки барабана на міцність

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

Необхідна кількість витків:

$$n_{\text{в}} = 4,5 + \frac{H_{\text{вс}} \cdot i_{\text{п}}}{\pi \cdot D_{\text{б}}} = 3 + \frac{40 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,822} = 65 \text{ витків}, \quad (2.67)$$

Довжина нарізки:

$$l = n_{\text{в}} \cdot t = 65 \cdot 26 = 1690 \text{ мм}, \quad (2.68)$$

де t - крок нарізки; для канатів діаметром від 21 мм до 23,5 мм $t = 26$ [13].

Відстань між нарізками:

$$l_1 = A - 0,2 \cdot H_{\min} = 390 - 0,2 \cdot 1200 = 150 \text{ мм}, \quad (2.69)$$

де A - відстань між крайніми блоками підвіски;

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

Довжина ділянок під закріплення каната $l_2 = 100$ мм.

Загальна довжина барабана:

$$L_B = 2l + l_1 + 2l_2 = 2 \cdot 1690 + 150 + 2 \cdot 100 = 3730 \text{ мм}, \quad (2.70)$$

Приймаємо конструктивно $L_B = 3900$ мм

Товщину стінки барабана визначаємо з умов стиснення, після чого перевіряємо її на стійкість. Визначаємо мінімальну товщину стінок барабана:

$$\delta = \frac{F_{\max}}{[\sigma_{\text{ск}}]t} = \frac{43429}{162,5 \cdot 10^6 \cdot 0,026} = 0,0103 \text{ м} = 10,3 \text{ мм}, \quad (2.71)$$

$$\text{де } [\sigma_{\text{ск}}] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{325}{2} = 162,5 \text{ МПа},$$

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

σ_T - межа плинності матеріалу барабана, для листа зі сталі 09Г2С ГОСТ 19281-89 $\sigma_T = 325$ МПа.

Приймаємо $\delta = 18$ мм.

Перевірка стінки барабана на стійкість:

$$[\sigma_{\text{сж}}] = \frac{F_{\text{max}}}{\delta \cdot t} \leq \frac{\sigma_{\text{кр}}}{n_y}, \quad (2.72)$$

$$\sigma_{\text{кр}} = 0,782 \frac{E_B \delta}{L_B} \sqrt{\frac{\delta}{R}}, \quad (2.73)$$

де $\sigma_{\text{кр}}$ - критичне напруження;

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

E_B - модуль пружності барабана; для сталевих барабанів $E_B = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па,

R - середній радіус барабана.

$$\sigma_{\text{кр}} = 0,782 \frac{2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,018}{3,9} \sqrt{\frac{0,018}{0,3915}} = 163 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

$$[\sigma_{\text{сж}}] = \frac{43429}{0,018 \cdot 0,026} \leq \frac{163 \cdot 10^6}{1,7},$$

$$92 \cdot 10^6 \leq 96 \cdot 10^6,$$

Умови виконуються. Остаточного приймаємо товщину стінки рівній $\delta = 18$ мм. Профіль стінки барабана показаний на рис. 2.14.

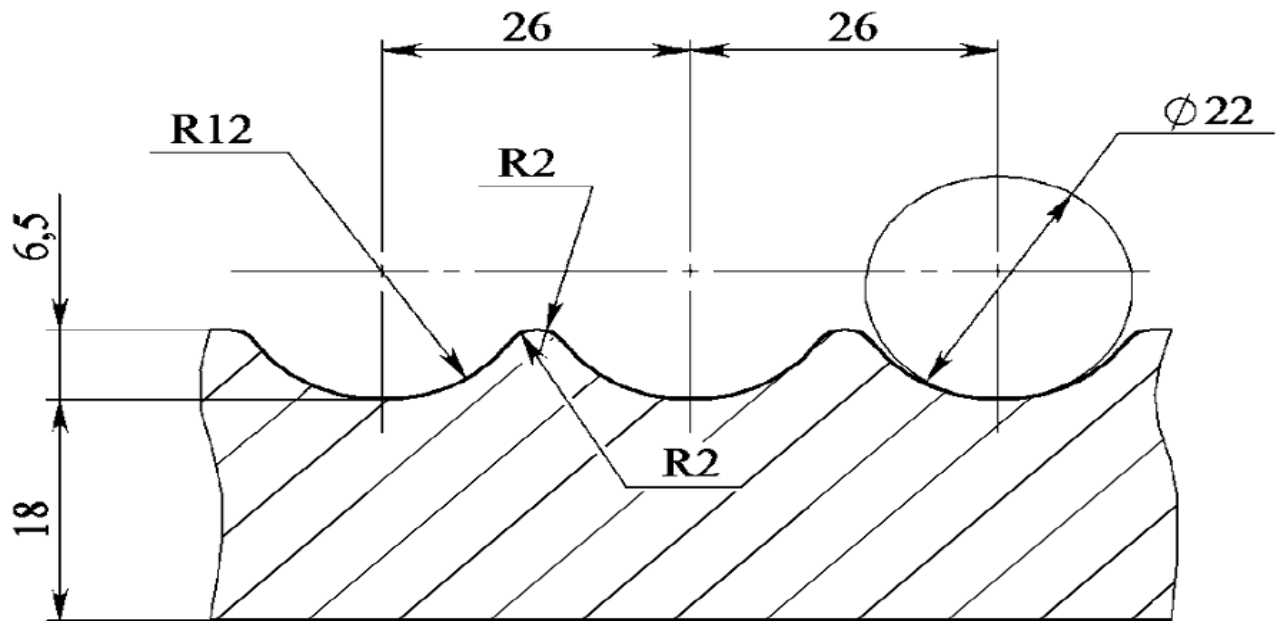


Рисунок 2.14 - Профіль стінки барабана

2.2.8.2. Розрахунок вісі барабану

Розрахункова схема осі барабана наведена на рис. 2.16. Розміри, вказані на схемі, визначені за результатами попереднього ескізного компоновання вузла з урахуванням аналізу існуючих конструкцій барабанів і становлять:

$L_B = 3900$ мм; $L_1 = 4145$ мм; $L_2 = 65$ мм; $L_3 = 120$ мм; $L_4 = 190$ мм; $L_5 = 30$ мм; $L_6 = 150$ мм; $L_7 = 200$ мм.

Розрахункове зусилля, яке передається барабаном на вісь,

$$P = \frac{(m_B + m_K) \cdot g + 2F_{\max}}{2} = \frac{(1600 + 622) \cdot 9,81 + 2 \cdot 42669}{2} = 53568 \text{ Н}$$

де $m_B = 1600$ кг - маса барабана в зібраному стані;

$m_K = 622$ кг - маса каната;

Реакції опор барабану:

$$R_1 = \frac{P(L_6 + L_1 - L_3)}{L_1} = \frac{53568(0,15 + 4,145 - 0,12)}{4,145} = 53956 \text{ Н}, \quad (2.74)$$

$$R_2 = \frac{P(L_3 + L_1 - L_6)}{L_1} = \frac{53568(0,12 + 4,145 - 0,15)}{4,145} = 53180 \text{ Н}, \quad (2.75)$$

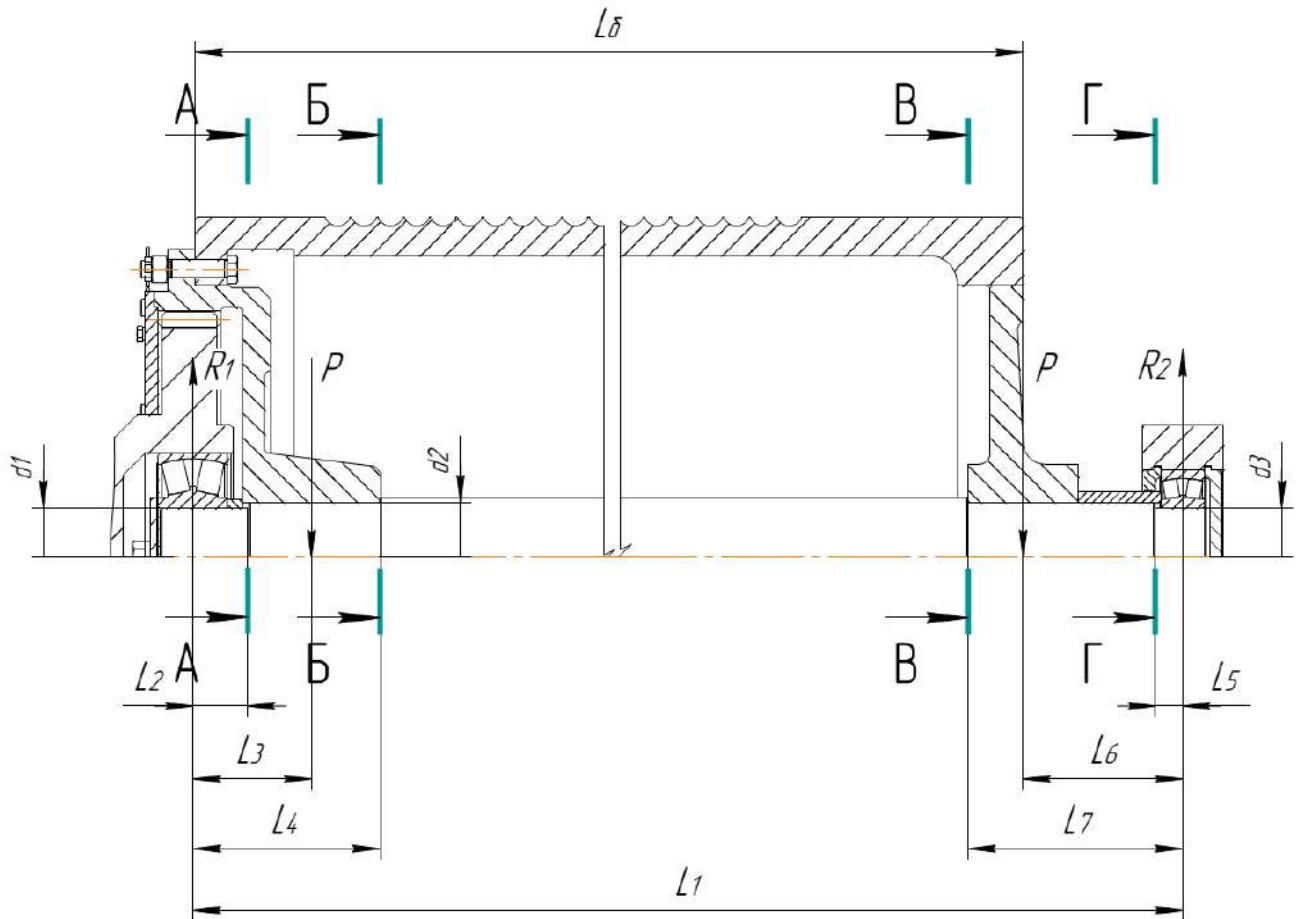


Рисунок 2.15 - Схема до розрахунку осі барабана

Допустимі напруги згину осі:

$$[\sigma_r] = \frac{1,4\sigma_{-II}}{K_b \cdot [S]} = \frac{1,4 \cdot 290}{2,7 \cdot 1,4} = 107 \text{ МПа}, \quad (2.76)$$

де K_b - коефіцієнт концентрації напруги; для цапфи траверси з галтельним переходом $K_b = 2,7$ [15];

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

Визначаємо згинальні моменти і мінімальні діаметри перетинів осі.

Перетин А-А:

$$M_A = R_1 \cdot L_2 = 53956 \cdot 0,065 = 3504 \text{ Нм}, \quad (2.77)$$

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{M_A}{0,1 \cdot [\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{3507}{0,1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 69 \text{ мм}, \quad (2.78)$$

Перетин Б-Б:

$$M_B = R_1 \cdot L_4 - P \cdot (L_4 - L_3) = 53956 \cdot 0,19 - 53568 \cdot (0,19 - 0,12) = 6502 \text{ Нм}, \quad (2.79)$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_B}{0,1 \cdot [\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{6502}{0,1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 84,7 \text{ мм}, \quad (2.80)$$

Перетин В-В:

$$M_B = R_2 \cdot L_7 - P \cdot (L_7 - L_6) = 53180 \cdot 0,2 - 53568 \cdot (0,2 - 0,15) = 7958 \text{ Нм}, \quad (2.81)$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_B}{0,1 \cdot [\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{7958}{0,1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 91 \text{ мм}, \quad (2.82)$$

Перетин Г-Г:

$$M_\Gamma = R_2 \cdot L_5 = 53180 \cdot 0,03 = 1595 \text{ Нм}, \quad (2.83)$$

$$d_\Gamma = \sqrt[3]{\frac{M_\Gamma}{0,1 \cdot [\sigma_r]}} = \sqrt[3]{\frac{1595}{0,1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 53 \text{ мм}, \quad (2.84)$$

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 і Г-Г приймаються з урахуванням необхідності подальшої установки вальниць. кочення:

$$d_A = 95 \text{ мм};$$

$$d_{\Gamma} = 95 \text{ мм}.$$

2.2.8.3. Вибір і розрахунок вальниць для барабану

Передня вальниця барабана служить для сполучення зубчастої муфти з вихідним валом редуктора і в процесі роботи не обертається, тому його вибір ведемо по статичній вантажопідйомності.

Необхідна статична вантажопідйомність вальниці, Н:

$$C_0 = 1,2 \cdot R_1 = 1,2 \cdot 53956 = 64747 \text{ Н}, \quad (2.85)$$

За ГОСТ 29428-90 прийнято радіальну дворядну сферичну кулькову вальницю:

- Умовне позначення	1619
- Внутрішній діаметр d , мм	95
- Зовнішній діаметр D , мм	200
- Ширина B , см	67
- Динамічна вантажопідйомність $[C]$, кН	163
- Статична вантажопідйомність $[C_0]$, кН	83
- Маса, кг	9,8

Розрахункові навантаження задньої вальниці. Еквівалентне навантаження на задню вальницю:

$$F_3 = K_G \cdot R_2 = 0,5 \cdot 53180 = 26590 \text{ Н}, \quad (2.86)$$

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

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = VF_3 K_6 = 1 \cdot 26590 \cdot 1,2 = 31098 \text{ Н}, \quad (2.87)$$

де V - коефіцієнт обертання; при обертанні внутрішнього кільця вальниці

$$V = 1,0;$$

K_6 - коефіцієнт безпеки; для вальниці барабану $K_6 = 1,2$.

Необхідна динамічна вантажопідйомність

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

Частота обертання барабана $n_{\text{бар}} = 11,7 \text{ мін}^{-1}$.

$$c = \frac{f_h}{f_n} P = \frac{1,855}{1,418} 31098 = 40982 \text{ Н}, \quad (2.88)$$

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

f_n - коефіцієнт, який визначається за частотою обертання; при $n_6 = 11,7 \text{ хв}^{-1}$, $f_n = 1,418$ [15].

За ГОСТ 28428-90 прийнято кулькову вальницю з наступними параметрами:

- Умовне позначення	1619
- Внутрішній діаметр d , мм	95
- Зовнішній діаметр D , мм	200
- Ширина B , мм	67
- Динамічна вантажопідйомність $[C]$, кН	163

- Статична вантажопідйомність $[C_0]$, кН	83
- Маса, кг	9,8

2.2.8.4. Розрахунок болтів кріплення зубчастого вінця

Розрахункова схема болтів представлена на рис. 2.16. Радіус розміщення болтів становить $R_B = 325$ мм.

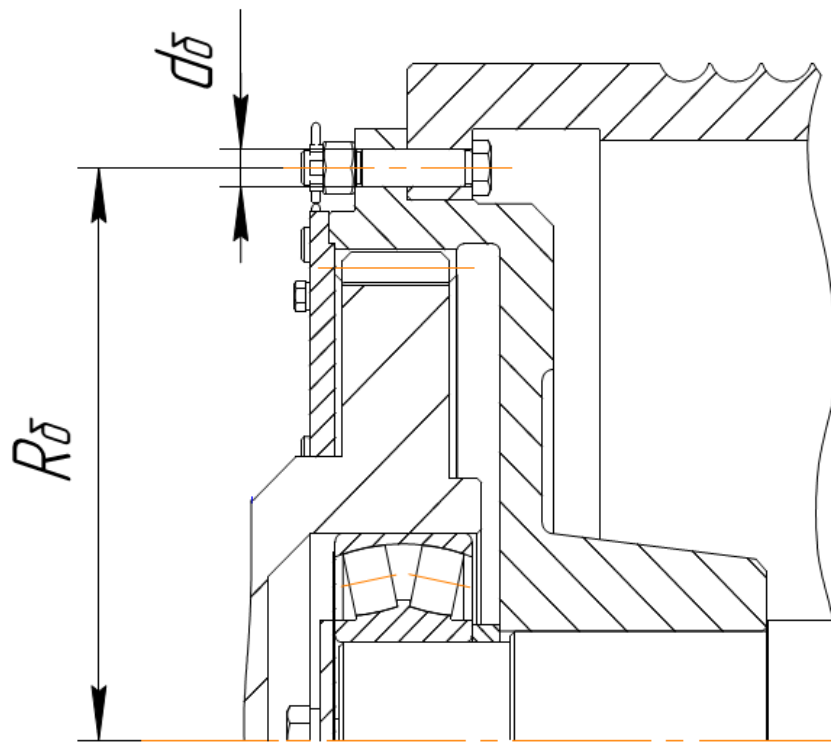


Рисунок 2.16 - Схема до розрахунку болтів кріплення зубчастого вінця

$$[d] = \sqrt{\frac{4 \cdot M_T}{\pi \cdot z \cdot R_B \cdot [\tau] \cdot K}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 35074}{3,14 \cdot 8 \cdot 0,325 \cdot 85 \cdot 10^6 \cdot 0,75}} = 0,0164 \text{ м}, \quad (2.89)$$

де $z = 8$ - кількість болтів;

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

$[\tau] = 85 \text{ МПа}$ - допустиме напруження зрізу для болтів зі сталі 45 при роботі по пульсуючому циклу навантаження [2];

Приймаємо $d = 17 \text{ мм}$ - болт 1а М16 ГОСТ 7817-80.

2.2.9. Розрахунок і вибір гальма

Гальмо вибираємо по необхідному гальмівному моменту:

$$T_T = \frac{10^4 \cdot (Q + G_{\text{п}}) \cdot D_{\text{бар}} \cdot \eta_z \cdot K_T}{2 \cdot i_{\text{п}} \cdot U_p} = \frac{10^4 \cdot (32 + 0,75) \cdot 0,822 \cdot 0,87 \cdot 1,5}{2 \cdot 4 \cdot 48 \cdot 57} = 923 \text{ Нм} \quad (2.90)$$

де $K_T = 1.5$ - коефіцієнт запасу гальмування [14],

Згідно [13], вибираємо гальмо ТКГ-400М. це колодкове нормально-замкнуте гальмо з електрогідравлічним штовхачем, яке широко застосовується у підйомно-транспортних механізмах (кранах, тельферах, лебідках) для зупинки та утримання рухомих елементів.

Таблиця 2.16 - Характеристика гальма

Параметр	Значення
Діаметр шківів, мм	400
Ширина колодки, мм	180
Гальмівний момент, Нм	1500
Тип гідроштовхальника	ТЭ-80
Маса, кг	179

2.2.10. Вибір муфт

У механізмі підйому застосувати зубчаста муфта, яка з'єднує вал двигуна з гальмівним шківом.

Муфти вибираємо згідно [9] по максимальному моменту:

$$T'_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{\max}, \quad (2.91)$$

де T_H - номінальний момент, який передає муфта;

$$T_H = \frac{10^4 \cdot (Q + G_n) \cdot D_6}{2 \cdot i_n \cdot U_p \cdot \eta_3} = \frac{10^4 \cdot (32 + 0,75) \cdot 0,822}{2 \cdot 4 \cdot 48,57 \cdot 0,87} = 781 \text{ Нм}, \quad (2.92)$$

де K_1 - коефіцієнт, який враховує міру відповідальності механізму, для механізму підйому $K_1 = 1,8$;

K_2 - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму, для середнього режиму $K_2 = 1,2$ [11].

$$T'_M = 781 \cdot 1,8 \cdot 1,2 = 1687 \text{ Нм},$$

Вибираємо зубчасту муфту з номінальним крутним моментом $T_M = 4000$ Нм. Параметри муфти заносимо в таблицю 2.17.

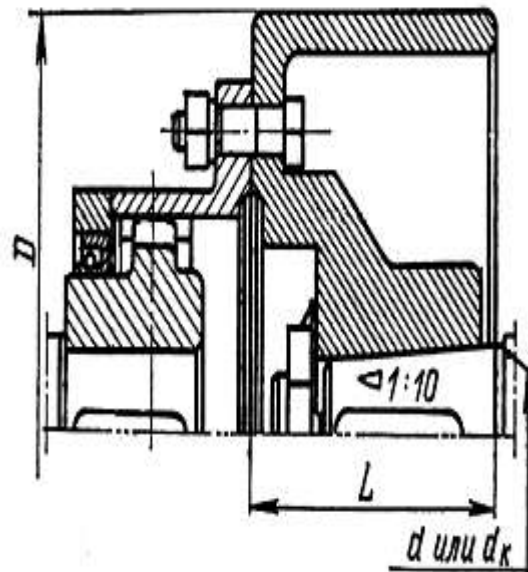


Рисунок 2.17 - Зубчаста муфта

Таблиця 2.17 - Параметри муфти

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

2.2.11. Перевірка двигунів по часу пуску

Перевіряємо двигун за часом пуску при підйомі вантажу, с:

$$t_{\Pi} = \frac{I_{\Pi P} \cdot \omega_{\Pi}}{T_{\Pi}^{\text{сп}} - T_{\text{ст}}} \leq [t] = 1 \dots 2 \text{ с}, \quad (2.93)$$

де $I_{\Pi P}$ - приведений до валу двигуна момент інерції обертальних мас деталей, окрім валу двигуна і муфти, кг·м²;

$$I_{\text{пп}} = \delta \cdot (I_p + I_m) + m \cdot \frac{D_6^2}{4 \cdot i_{\Pi}^2 \cdot \eta_3} \cdot \eta_3 =$$

$$= 1,2 \cdot (3,8 + 1,75) + 32750 \cdot \frac{0,822^2}{4 \cdot 4^2 \cdot 48,57^2} \cdot 0,87 = 6,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (2,94)$$

де δ - коефіцієнт, який враховує момент інерції обертальних мас окрім вала двигуна і муфти, $\delta=1,2$ [17];

I_p - момент інерції ротора двигуна, $I_p=3,8 \text{ кг м}^2$ (табл. 2.6);

I_m - момент інерції зубчастих муфт $I_m=1,75 \text{ кг м}^2$ (табл. 2.9);

m - маса вантажу, що піднімається, кг;

$$m = 10^3 \cdot (Q + G_{\Pi}) = 10^3 \cdot (32 + 0,75) = 32750 \text{ кг}, \quad (2.95)$$

де $T_{\text{ст}}$ - момент на валу двигуна від маси вантажу, Нм;

$$T_{\text{ст}} = \frac{10^4 \cdot (Q + G_{\Pi}) \cdot D_6}{2 \cdot i_{\Pi} \cdot U_p \cdot \eta_3} = \frac{10^4 \cdot (32 + 0,75) \cdot 0,822}{2 \cdot 4 \cdot 48,57 \cdot 0,87} = 781 \text{ Нм}, \quad (2.96)$$

де ω_d - кутова швидкість двигуна, с^{-1} ;

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n_d}{30} = \frac{3,14 \cdot 570}{30} = 59,7 \text{ с}^{-1}, \quad (2.97)$$

де $T_{\Pi}^{\text{сп}}$ - середньо пусковий момент електродвигуна, Нм;

$$T_{\Pi}^{\text{сп}} = \psi \cdot \frac{10^3 \cdot P_d}{\omega_d} = 1,6 \cdot \frac{10^3 \cdot 75}{59,7} = 1206 \text{ Нм}, \quad (2.98)$$

де ψ - середня кратність пускового моменту для електродвигунів з фазним ротором; $\psi = 1,5 \dots 1,6$ [17], Приймаємо $\psi = 1,6$.

$$t_{\Pi} = \frac{6,8 \cdot 59,7}{1206 - 781} = 0,96 \text{ с} \leq [t] = 1 \dots 2 \text{ с}$$

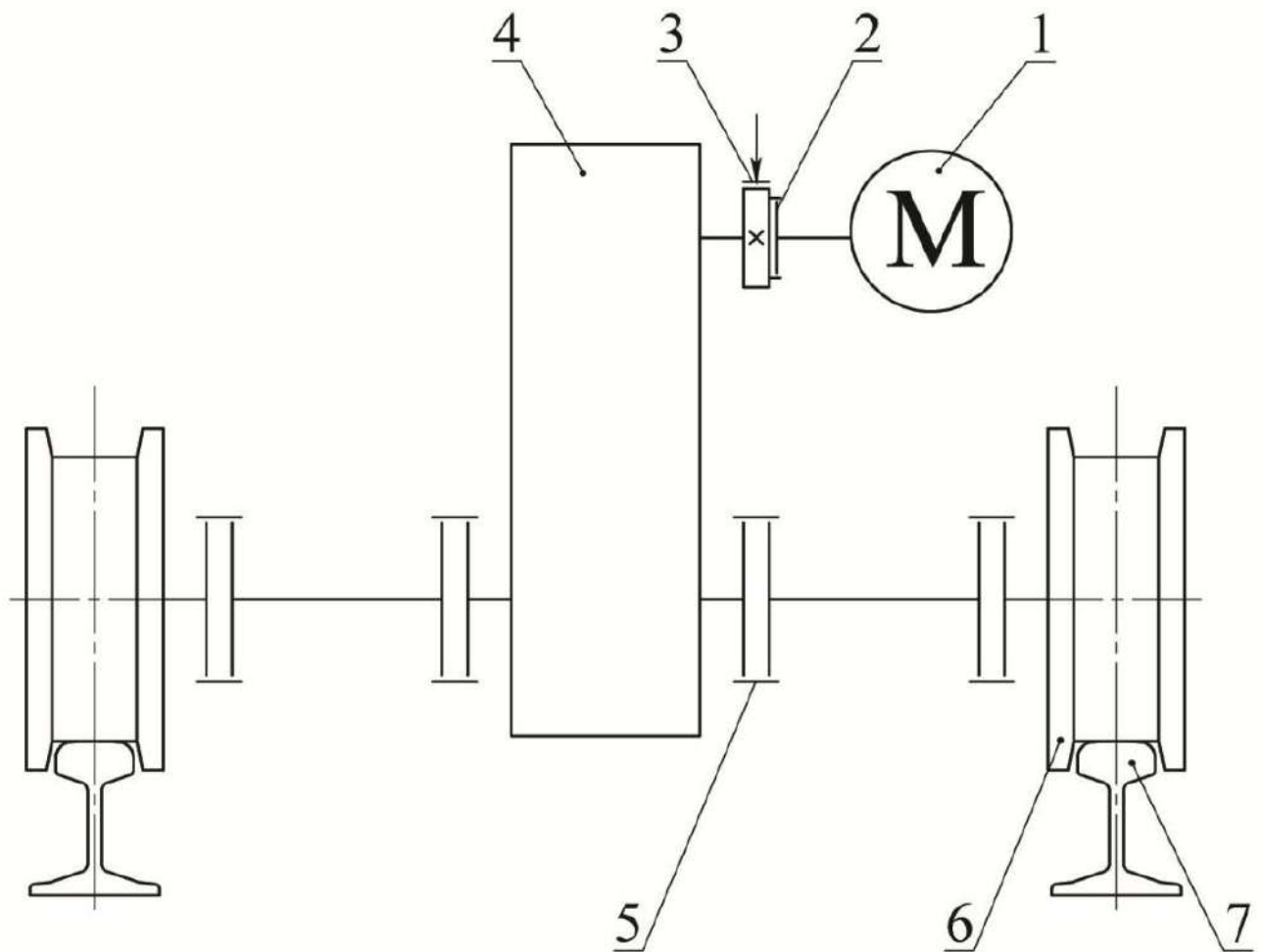
Таким чином, умови нормального пуску механізму виконуються.

2.3. Механізм пересування візка

Вихідні дані:

Швидкість пересування візка V_T , м / с	0.531
Маса візка G_T , т	63.8
Група класифікації по ISO 4301/1	M5

2.3.1. Вибір кінематичної схеми механізму



1 - електродвигун; 2 - полумуфта зубчаста в складі гальмівного шківа; 3 - гальмо;

4 - редуктор; 5 - муфта зубчаста; 6 - колесо ходове;

7 - рейки підвізкові.

Рисунок 2.18 - Кінематична схема механізму пересування візка

2.3.2. Визначення мінімального і максимального тиску на колеса візка

Умовно приймаємо вагу візка або візки з вантажем рівномірно розподіленим між усіма колесами візка, тоді навантаження на колесо становитиме:

$$R_{\max} = \frac{(Q + G_T) \cdot 10^4}{4}, \quad (2.99)$$

$$R_{\min} = \frac{G_T \cdot 10^4}{4}, \quad (2.100)$$

де Q - вантажопідйомність головного підйому крана, т;

G_T - маса вантажного візка.

$$R_{\max} = \frac{(200 + 63,8) \cdot 10^4}{4} = 646970 \text{ Н},$$

$$R_{\min} = \frac{63,8 \cdot 10^4}{4} = 156470 \text{ Н},$$

2.3.3. Вибір коліс візка

Згідно з рекомендаціями, приведеними в [17], вибираємо опорне дворебордне колесо з діаметром доріжки кочення 710 мм. Підвізкова колія - КР120.

Перевіряємо колесо по допустимій контактній напрузі:

$$\sigma_{\text{кон}} = \alpha_2 \sqrt[3]{\frac{k_T P}{10(D/2 + R)^2}} \leq [\sigma_{\text{кон}}], \quad (2.101)$$

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

$k_T = 1,2$ - коефіцієнт поштовхів;

$R = 50$ - радіус заокруглення голівки рейки;

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

$D = 71$ - діаметр колеса;

$[\sigma_{\text{кон}}]$ - допускні контактні напруги; для точкового контакту коліс зі сталі 40Х з твердою поверхнею кочення 350НВ $[\sigma_{\text{кон}}] = 1600$ МПа [17].

$$\sigma_{\text{кон}} = 400 \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 0,5 \cdot 646970}{10(71/2 + 50)^2}} = 698 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{кон}}],$$

Умова контактної міцності виконується.

Формуємо профіль доріжки кочення (рис. 2.19).

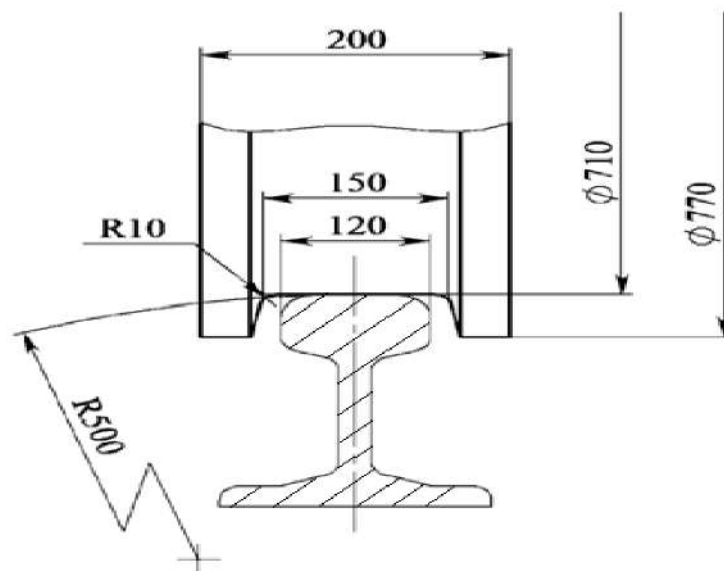


Рисунок 2.19 - Профіль колеса візка

2.3.4. Розрахунок осей коліс

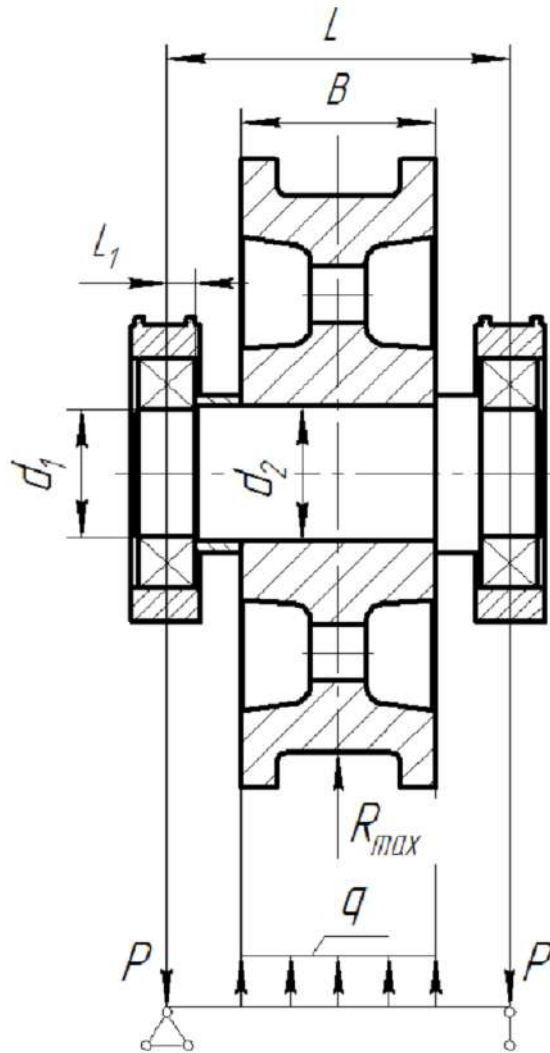


Рисунок 2.20 - Схема до розрахунку осі колеса

Розрахункова схема осі представлена на рис. 2.20. Розміри, зазначені на схемі, отримані в результаті попередньої ескізного компонування вузла і становлять:

$$L = 380 \text{ мм}; L_1 = 45 \text{ мм}; B = 200 \text{ мм}.$$

На схемі:

$$P = 0,5R_{\max} = 0,5 \cdot 646970 = 323485 \text{ Н} - \text{реакція опори},$$

$$q = \frac{R_{\max}}{B} = \frac{646970}{0,2} = 3234850 \text{ Н/м} - \text{розподілене навантаження},$$

передане колесом на вісь.

Допустимі напруги згину осі зі сталі 45:

$$[\sigma]_{\text{изг}} = \frac{1,4\sigma_{-1\text{И}}}{K_{\text{б}} \cdot [S]} = \frac{1,4 \cdot 290}{2,7 \cdot 1,4} = 107 \text{ МПа}, \quad (2.102)$$

де $K_{\text{б}}$ - коефіцієнт концентрації напруги; для цапфи траверси з галтельним переходом $K_{\text{б}} = 2,7$ [15];

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

Визначимо мінімальні діаметри перетинів осі.

Момент згинання у місці посадки вальниць:

$$M_1 = P \cdot L_1 = 323485 \cdot 0,045 = 14557 \text{ Нм}, \quad (2.103)$$

$$d_{1\text{min}} = \sqrt[3]{\frac{M_1}{0,1[\sigma]_{\text{изг}}}} = \sqrt[3]{\frac{14557}{0,1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 111 \text{ мм}, \quad (2.104)$$

Конструктивно проймаємо $d_1 = 170$ мм.

Згинальний момент у місці встановлення колеса::

$$M_2 = P \cdot \frac{L}{2} - q \cdot \frac{B^2}{8} = 323485 \cdot \frac{0,38}{2} - 3234850 \cdot \frac{0,2^2}{8} = 45288 \text{ Нм}, \quad (2.105)$$

$$d_{2\text{min}} = \sqrt[3]{\frac{M_2}{0,1[\sigma]_{\text{изг}}}} = \sqrt[3]{\frac{45288}{0,1 \cdot 107 \cdot 10^6}} = 172 \text{ мм}, \quad (2.106)$$

Прийнято $d_2 = 180$ мм.

2.3.5. Розрахунок вальниць коліс

Еквівалентне навантаження на одну вальницю колеса:

$$F_3 = K_G \cdot R_{\max} = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 646970 = 161742 \text{ Н}, \quad (2.107)$$

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

Еквівалентне динамічне навантаження:

$$P = VF_3 K_6 = 1 \cdot 161742 \cdot 1,2 = 194091 \text{ Н}, \quad (2.108)$$

де V - коефіцієнт обертання; при обертанні внутрішнього кільця вальниці

$$V = 1,0;$$

K_6 - коефіцієнт безпеки; для вальниць барабану $K_6 = 1,2$.

Необхідна динамічна вантажопідйомність

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

Частота обертання колеса:

$$n_k = \frac{60 \cdot V_T}{\pi D_k} = \frac{60 \cdot 0,531}{3,14 \cdot 0,71} = 14,3 \text{ мин}^{-1}, \quad (2.109)$$

Необхідна динамічна вантажопідйомність вальниць:

$$c = \frac{f_h}{f_n} P = \frac{1,855}{1,326} 194091 = 40982 \text{ Н}, \quad (2.110)$$

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

f_n - коефіцієнт, який визначається за частотою обертання; при $n_6 = 14.3 \text{ хв}^{-1}$, $f_n = 1,326$ [15].

Вальниці обираємо по ГОСТ 5721-75 для опорних коліс прийняті радіальні дворядні сферичні роликові вальниці з наступними параметрами:

- Умовне позначення	3534
- Внутрішній діаметр d , мм	170
- Зовнішній діаметр D , мм	310
- Ширина B , мм	86
- Динамічна вантажопідйомність $[C]$, кН	850
- Статична вантажопідйомність $[C_0]$, Н	690
- Маса, кг	29

2.3.6. Визначення опору пересуванню візка

Розрахунок приводу механізму пересування візка виконується для режиму роботи головного підйому з номінальним вантажем 200 т, оскільки переміщення візка або крана при одночасній роботі обох підйомних механізмів не допускається.

$$W = W_{\text{ТР}} + W_{\text{УК}} + W_{\text{І}} , \quad (2.111)$$

де $W_{\text{ТР}}$ - сила тертя кочення коліс по рейках, і у вальницях опор;

$W_{\text{УК}}$ - опір від ухилу шляху;

$W_{\text{І}}$ - сила інерції при розгоні.

Опір тертя візки складається з опорів тертя кочення коліс по рейках, а також їх вальниць та реборд. Опір тертя визначається:

$$W_{\text{TP}} = P \frac{2\mu + fd}{D} \cdot K_p \cdot 9,81, \quad (2,112)$$

де P - маса візка з вантажем, кг;

μ - плече тертя кочення колеса;

f - коефіцієнт тертя в вальниціях опор валу колеса; для роликів вальниць $f = 0.015$;

d - діаметр вальниць коліс умовно приймається рівним діаметру валу;

K_p - коефіцієнт, що враховує тертя в ребордах коліс;

$$\begin{aligned} W_{\text{TP}} &= (Q + G_T) \frac{2\mu + fd_1}{D_K} \cdot K_p \cdot 10^4 = \\ &= (200 + 63,8) \frac{2 \cdot 0,08 + 0,015 \cdot 17}{71} \cdot 2,0 \cdot 10^4 = 30253 \text{ Н}, \end{aligned} \quad (2,113)$$

Опір від ухилу шляху:

$$W_{\text{ук}} = \alpha(Q + G_T) \cdot 10^4 = 0,002(200 + 63,8) \cdot 10^4 = 5176 \text{ Н}, \quad (2,114)$$

де $\alpha = 0,002$ - ухил підвізкової колії [16]

Сила інерції при розгоні візка:

$$W_i = 10^3(Q + G_T) \cdot [a] = 10^3(200 + 63,8) \cdot 0,1 = 26380 \text{ Н}, \quad (2,115)$$

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

Загальний опір пересуванню візки:

$$W = 30253 + 5176 + 26380 = 61809 \text{ Н}, \quad (2,116)$$

Статичний опір пересуванню візки:

$$W = 30253 + 5176 = 35429 \text{ Н}, \quad (2.117)$$

2.3.7. Визначення необхідної потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрів

Потужність на валу двигуна:

$$P' = \frac{W \cdot V_T}{10^3 \eta_3 \psi} = \frac{61809 \cdot 0,531}{10^3 \cdot 0,85 \cdot 1,6} = 24,1 \text{ кВт}, \quad (2.118)$$

де V_T - швидкість пересування візки, м/с;

η_3 - ККД приводу;

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

Еквівалентна потужність двигуна:

$$P_{\text{ЕКВ}} = P_{\text{СТ}} \gamma K_{25}, \quad (2.119)$$

де $P_{\text{СТ}}$ - необхідна потужність на валу двигуна при сталому русі;

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

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

$$P_{\text{СТ}} = \frac{W_{\text{СТ}} \cdot V_T}{10^3 \eta_3} = \frac{35429 \cdot 0,531}{10^3 \cdot 0,85} = 22,1 \text{ кВт}, \quad (2.120)$$

$$P_{\text{ЕКВ}} = 22,1 \cdot 1,12 \cdot 0,5 = 12,4 \text{ кВт},$$

З каталогу обираємо двигун по потужності при ПВ = 40% і при умові

$$P_{\text{екв}} \leq P_{\text{д}} \leq P.$$

Згідно [17], обираємо двигун МТФ412-8.

Таблиця 2.18 - Характеристика двигуна [17]

Параметр	Значення
Потужність $P_{\text{д}}$ при ПВ 40%, кВт	22
Частота обертання $n_{\text{д}}$, хв ⁻¹	720
Момент інерції ротора $I_{\text{р}}$, кг м ²	0.75
Маса, кг	345

2.3.8. Вибір редуктора

Необхідна передавальне число редуктора:

$$U'_{\text{р}} = \frac{n_{\text{д}} \cdot \pi D}{60 V_{\text{т}}} = \frac{720 \cdot 3,14 \cdot 0,71}{60 \cdot 0,531} = 50,38. \quad (2.121)$$

Крутний момент на вихідному валу редуктора:

$$M_{\text{т}} = \frac{30 \cdot P_{\text{ст}} \cdot U'_{\text{р}}}{\pi \cdot n_{\text{д}}} = \frac{30 \cdot 22,1 \cdot 10^3 \cdot 50,38}{3,14 \cdot 720} = 14774 \text{ Нм}. \quad (2.122)$$

За допустимим крутним моментом вибираємо редуктор ВКУ-765М-50 з такими технічними характеристиками (табл. 2.19):

Таблиця 2.19 - Характеристика редуктора

Параметр	Значення
----------	----------

Міжосьова відстань A_w , мм	765
Передавальне число U_p	50
Допустимий момент на вихідному валу, Нм	14900
Маса, кг	820

Відхилення фактичного передавального числа від його номінальної величини:

$$\Delta i_p = \frac{|U'_p - U_p|}{U'_p} \cdot 100\% = \frac{|50,38 - 50|}{50,38} \cdot 100\% = 0,75\% \leq [10\%], \quad (2.123)$$

Фактична швидкість пересування візка:

$$V_\phi = V_T + (V_T \cdot \Delta i_p) = 0,531 + (0,531 \cdot 0,0075) = 0,535 \text{ м/с}, \quad (2.124)$$

2.3.9. Вибір гальма

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

$$T_T = \frac{I_{3B}^T \omega_d}{t_T} - T_{CT} = \frac{12,38 \cdot 75,4}{5,35} - 5,05 = 169 \text{ Нм}, \quad (2.125)$$

де ω_d - кутова швидкість електродвигуна, с^{-1} ;

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n_d}{30} = \frac{3,14 \cdot 720}{30} = 75,4 \text{ с}^{-1}, \quad (2.126)$$

$$t_T - \text{час гальмування візка, с; } t_T = \frac{V_\phi}{[a]} = \frac{0,535}{0,1} = 5,35 \text{ с,}$$

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

T_{CT} - момент сил опору пересуванню візка при усталеному русі, Нм.

$$T_{CT} = \frac{W_{TP} \cdot R}{i_p^2 \cdot \eta_3} = \frac{30253 \cdot 0,355}{50^2 \cdot 0,85} = 5,05 \text{ Нм,} \quad (2.127)$$

$I_{пр}$ - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$\begin{aligned} I_{пр} &= \delta(I_p + I_M) + m \frac{R^2}{i_p^2} \cdot \eta_3 = \\ &= 1,2(0,75 + 0,15) + 263800 \frac{0,355^2}{50^2} \cdot 0,85 = 12,38 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \end{aligned} \quad (2.128)$$

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

I_p - момент інерції ротора двигуна, кгм^2 ;

I_M - момент інерції пружною муфти, кгм^2 ;

m - маса крана або візка з вантажем, кг;

R - радіус колеса, м;

i_p - передавальне число редуктора;

η_3 - загальний ККД.

Згідно [13], вибираємо гальмо ТКГ-200 з такими технічними характеристиками (табл. 2.20.):

Таблиця 2.20 - Характеристика гальма.

Параметр	Значення
Діаметр шківів, мм	200
Ширина колодки, мм	90
Гальмівний момент, Нм	300

Тип гидроштовхача	ТЭ-30
Маса, кг	30

2.3.10. Перевірка вибраного гальма за часом уповільнення порожнього візка

Час гальмування порожнього візка:

$$t_T^1 = \frac{W_{\text{ПП}}^{1T} \omega}{T_T + T_{\text{СТ}}^1} \geq t_{T_{\text{min}}} , \quad (2.129)$$

де $T_{\text{СТ}}^1$ - момент опору пересуванню порожнього візка, Нм;

$I_{\text{ПП}}^{1T}$ - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кг·м²;

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

$$\begin{aligned} I_{\text{ПП}}^{1T} &= \delta(I_p + I_m) + G_T \frac{R^2}{i_p^2} \cdot \eta_3 = \\ &= 1,2(0,75 + 0,15) + 63800 \frac{0,355^2}{50^2} \cdot 0,85 = 3,81 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \end{aligned} \quad (2.131)$$

$$T_{\text{СТ}}^1 = \frac{W_{\text{ТР}}^1 \cdot D}{2i_p^2 \cdot \eta_3} = \frac{7317 \cdot 0,71}{2 \cdot 50^2 \cdot 0,85} = 1,22 \text{ Нм}, \quad (2.131)$$

де $W_{\text{СТ}}^1$ - опір пересуванню порожнього візка, Н;

$$\begin{aligned} W_{\text{СТ}}^1 &= G_T \frac{2\mu + fd}{D_K} \cdot K_p \cdot 9,81 = \\ &= 63800 \frac{2 \cdot 0,08 + 0,015 \cdot 17}{71} \cdot 2,0 \cdot 9,81 = 7317 \text{ Н} \end{aligned} , \quad (2.132)$$

$$t_{Tmin} = \frac{1,2 \cdot G_T \cdot V_\phi}{2R_{min} \phi} = \frac{1,2 \cdot 63800 \cdot 0,535}{2 \cdot 156470 \cdot 0,2} = 0,654 \text{ с}, \quad (2.133)$$

де ϕ - коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою (при роботі в закритому приміщенні $\phi = 0,2$).

$$t_T^1 = \frac{3,81 \cdot 75,4}{169 + 1,22} = 1,69 \text{ с} \geq t_{Tmin}, \quad (2.134)$$

Умова виконується.

2.3.11. Вибір муфт

Для забезпечення з'єднання валу електродвигуна з валом редуктора використовується зубчаста напівмуфта, інтегрована з гальмівним шківом. Вибір муфти здійснюється відповідно до [9] за значенням максимального крутного моменту та діаметром шківа.

$$T_{M1} = T_{H1} \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max}, \quad (2.135)$$

де T_H - номінальний момент, який передає муфта;

$$T_{H1} = \frac{30 \cdot P_{CT}}{\pi \cdot n_d} = \frac{30 \cdot 22,1 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 720} = 293 \text{ Нм}, \quad (2.136)$$

K_1 - коефіцієнт, який враховує міру 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].

$$T_{M1} = 293 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 422 \text{ Нм}, \quad (2.137)$$

Таблиця 2,21 - Характеристика пружної муфти.

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент T_m , Нм	1000
Момент інерції муфти I_m , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,15
Діаметр гальмівного шківa D , мм	200
Маса, кг	18

Застосовуємо зубчасті муфти при з'єднанні вихідного валу редуктора з валами коліс.

$$T_{H2} = T_{H1} \cdot U_p = 293 \cdot 50 = 14650 \text{ Нм},$$

$$T_{M2} = 14650 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 21096 \text{ Нм},$$

Таблиця 2.22 - Характеристика зубчастої муфти.

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент T_m , Нм	25000
Момент інерції муфти I_m , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$	0,65
Маса, кг	43

2.3.12. Перевірка двигуна за часом розгону та запасу зчеплення коліс з рейкою

Для ненавантаженого візка час розгону, с:

$$t_p^1 = \frac{I_{\text{пп}}^1 \cdot \omega}{T_{\text{п}}^{\text{ср}} - T_{\text{ст}}^1} = \frac{3,8 \cdot 75,4}{467 - 1,22} = 0,61 \text{ с}, \quad (2.138)$$

де $T_{\text{п}}^{\text{ср}}$ середній пусковий момент двигуна, $T_{\text{п}}^{\text{ср}} = T_{\text{н}} \psi$;

$T_{\text{н}}$ - номінальний момент двигуна, Нм,

$$T_{\text{п}}^{\text{ср}} = \frac{30 \cdot P_{\text{д}}}{\pi \cdot n_{\text{д}}} = \frac{30 \cdot 22000}{3,14 \cdot 720} = 467 \text{ Нм}, \quad (2.139)$$

де $P_{\text{д}}$ - потужність двигуна, кВт;

$n_{\text{д}}$ частота обертання валу двигуна, хв^{-1} ;

ψ - середня кратність пускового моменту двигуна;

Сила інерції при розгоні ненавантаженого візка, Н:

$$W_i = G_T \frac{V_{\Phi}}{t_p^1} = 63800 \frac{0,535}{0,63} = 54179 \text{ Н}, \quad (2.140)$$

Опір в цапфах приводних коліс ненавантаженого візка, Н:

$$W_{\text{тр}}^{\text{пп}} = 2R_{\text{мін}} \frac{f \cdot d}{D_{\text{к}}} = 2 \cdot 156470 \frac{0,015 \cdot 17}{71} = 1124 \text{ Н}, \quad (2.141)$$

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

d - діаметр відповідної цапфи;

D - діаметр ходового колеса.

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу:

$$K_{\text{цц}} = \frac{2 \cdot R_{\text{мін}} \cdot \varphi}{W_{\text{тр}}^1 + W_i + W_{\text{тр}}^{\text{пп}}} = \frac{2 \cdot 156470 \cdot 0,2}{7317 + 54179 + 1124} = 1,03 < [1,2] \text{ Н}, \quad (2.142)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі в закритому приміщенні
 $\varphi = 0,2$.

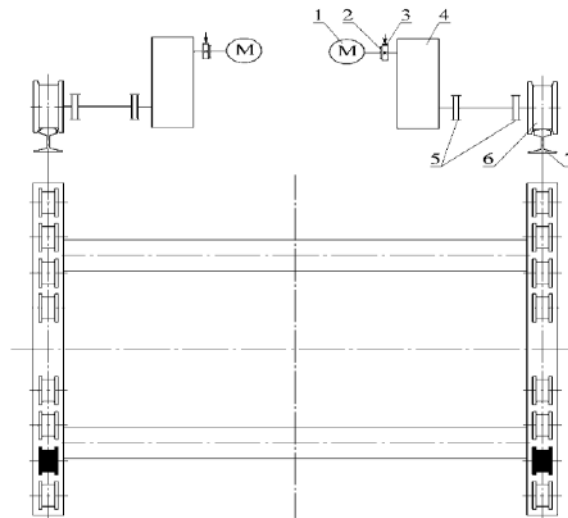
Умова не виконується, і при пуску порожньої візки відбуватиметься пробуксовка коліс, що негативно впливає на довговічність коліс, рейок та механізму в цілому. Тому в електричній схемі підключення електродвигуна слід передбачити пристрої для плавного пуску та розгону механізму.

2.4. Механізм пересування крана

Вихідні дані:

Вантажопідйомність Q , т	200
Швидкість пересування крана V_K , м/с	1,04
Маса крана G_K , т	173
Проліт крана L , м	28
Група класифікації по ISO 4301/1	M5

2.4.1. Вибір кінематичної схеми механізму



1 - електродвигун; 2 - муфта зубчаста в складі гальмівного шків; 3 - гальмо;
4 - редуктор; 5 - муфта зубчаста; 6 - колесо ходове; 7 - рейки підкранові.

Рисунок 2.21 - Кінематична схема механізму пересування крана:

2.4.2. Визначення мінімального і максимального тиску на колесо крана

Розрахункова схема для визначення навантажень на ходові колеса крана наведена на рис. 2.22. Тиск на колеса обчислюється для двох коліс, розташованих на одній рейці, у двох випадках: коли вантажна візка перебуває над опорою (максимальний тиск) та коли порожня візка знаходиться над протилежною опорою (мінімальний тиск). На схемі позначено:

$G_T = 63,8$ т - маса вантажного візка;

$Q = 200$ т - маса головного вантажу;

$G_M = 110$ т - маса моста з рейками;

$L = 28000$ мм - проліт крана;

$L_{\min} = 2500$ мм - мінімальна відстань від опори крана до центра ваги візка з вантажем;

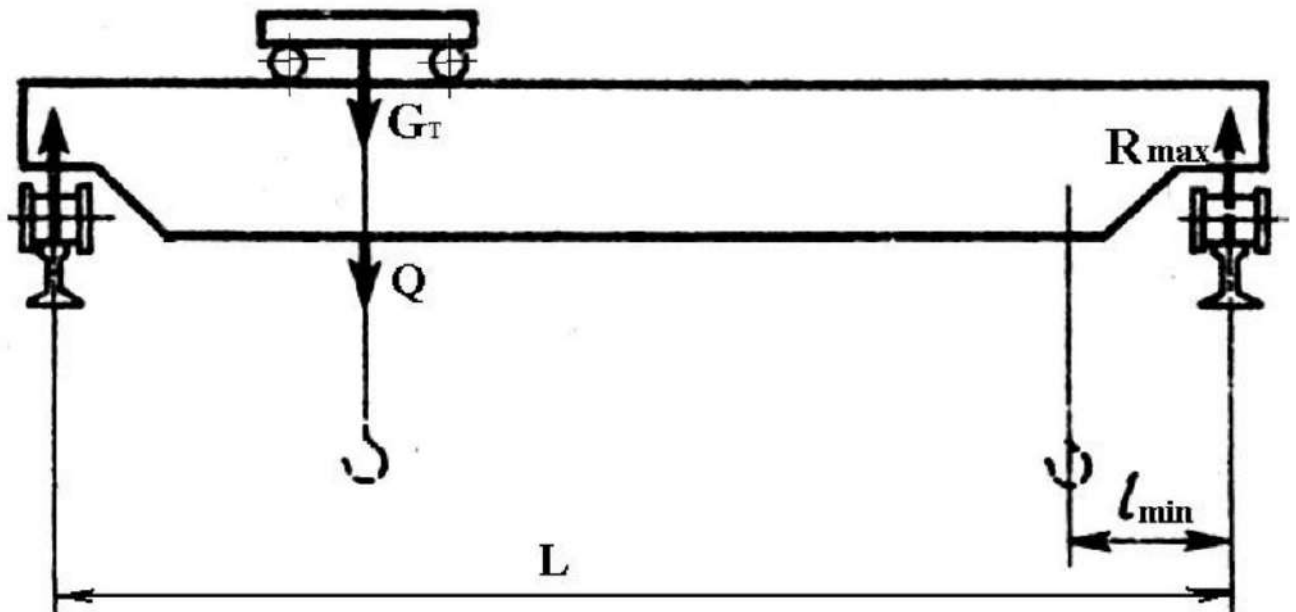


Рис. 2.22 - Схема до розрахунку тиску на колесо крана

Визначимо силу тиску на колесо крана через складання рівняння моментів,.

Максимальний тиск:

$$\begin{aligned}
 R_{\max} &= \left[\frac{G_K}{16} + (Q + G_T) \frac{L - l_{\min}}{8L} \right] \cdot 10^4 = \\
 &= \left[\frac{110}{16} + (200 + 63,8) \frac{28 - 2,5}{8 \cdot 28} \right] \cdot 10^4 = 362046 \text{ Н}
 \end{aligned}
 \tag{2.143}$$

Мінімальний тиск:

$$R_{\min} = \left[\frac{G_K}{16} + G_T \frac{l_{\min}}{8L} \right] \cdot 10^4 = \left[\frac{110}{16} + 63,8 \frac{2,5}{8 \cdot 28} \right] \cdot 10^4 = 74430 \text{ Н} , \tag{2.144}$$

2.4.3. Вибір коліс крана

Згідно з рекомендаціями, приведеними в [17], вибираємо опорне дворобордне колесо з діаметром доріжки кочення 710 мм. Підкранові колії - КР120.

Перевіряємо колесо по допустимій контактній напрузі:

$$\sigma_{\text{кон}} = \alpha_2 \sqrt[3]{\frac{k_T P}{10(D/2 + R)^2}} \leq [\sigma_{\text{кон}}], \quad (2.145)$$

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

$k_T = 1,2$ - коефіцієнт поштовхів;

$R = 50$ - радіус заокруглення голівки рейки;

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

$D = 71$ - діаметр колеса;

$[\sigma_{\text{кон}}]$ - допустимі контактні напруги; для точкового контакту коліс зі сталі 40Х з твердою поверхнею кочення 350НВ $[\sigma_{\text{кон}}] = 1600$ МПа [17].

$$\sigma_{\text{кон}} = 400 \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 0,5 \cdot 362046}{10(71/2 + 50)^2}} = 575 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{кон}}],$$

Умова контактної міцності виконується.

Формуємо профіль доріжки кочення (рис. 2.23).

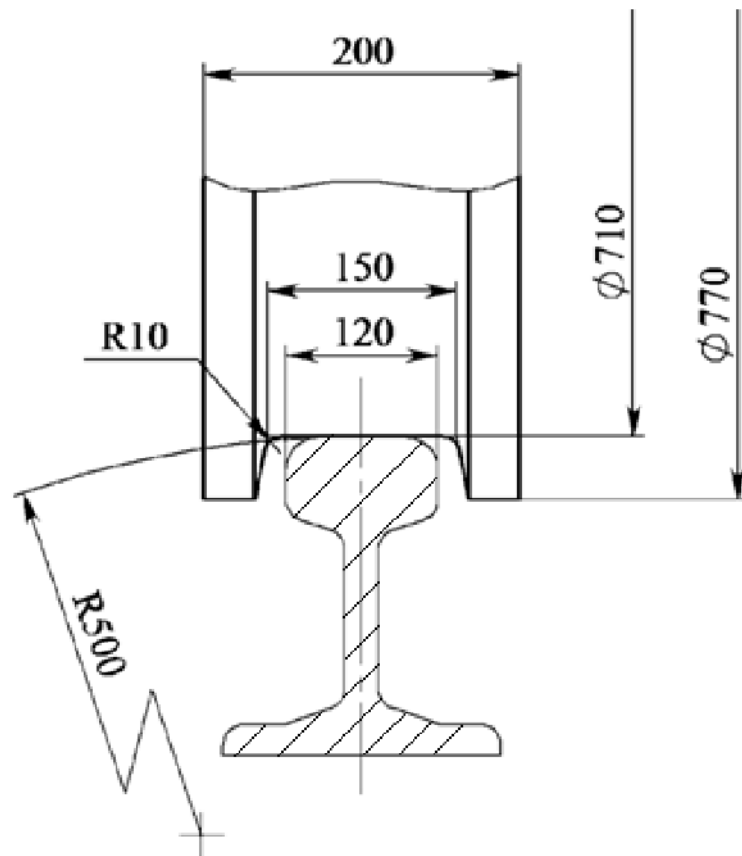


Рисунок 2.23 - Профіль колеса візка

2.4.4. Розрахунок осі колеса

Розрахункова схема осі наведена на рис. 2.25. Для уніфікації деталей механізмів пересування візка та крана застосовані однакові колісні установки. Виконаємо перевірку міцності елементів колісної установки крана. Розміри, зазначені на схемі, становлять:

$$L = 380 \text{ мм}; L_1 = 45 \text{ мм}; B = 200 \text{ мм}.$$

На схемі:

$$P = 0,5R_{\max} = 0,5 \cdot 646970 = 323485 \text{ Н} - \text{реакція опори},$$

$$q = \frac{R_{\max}}{B} = \frac{646970}{0,2} = 3234850 \text{ Н/м} - \text{розподілене навантаження, передане}$$

колесом на вісь.

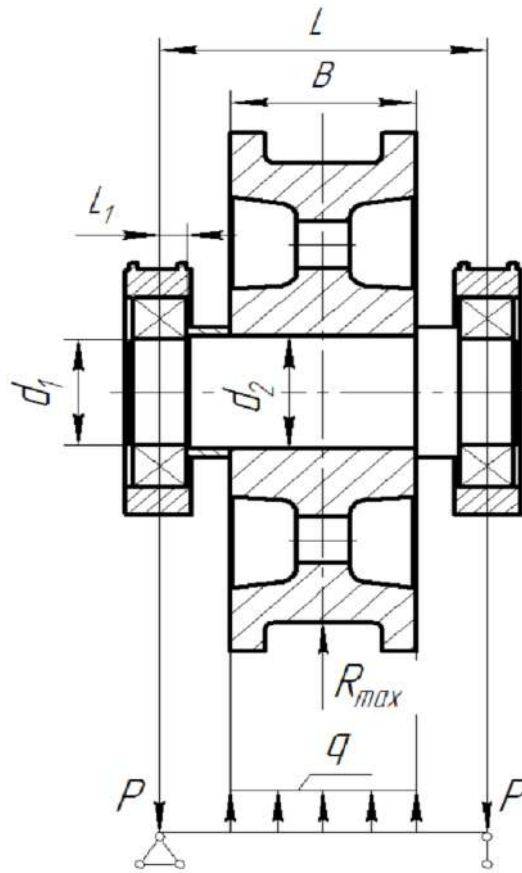


Рисунок 2.24 - Схема до розрахунку осі колеса

Допустимі напруги згину для вісі зі сталі 45:

$$[\sigma]_{\text{изг}} = \frac{1,4\sigma_{-II}}{K_b \cdot [S]} = \frac{1,4 \cdot 290}{2,7 \cdot 1,4} = 107 \text{ МПа}, \quad (2.146)$$

де K_b - коефіцієнт концентрації напруги; для цапфи траверси з галтельним переходом $K_b = 2,7$ [15];

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

Визначимо максимальні напруги згину в розрахункових перетинах осі.

У місці посадки вальниць. М згину:

$$M_1 = P \cdot L_1 = 181023 \cdot 0,045 = 8146 \text{ Нм}, \quad (2.147)$$

σ згину:

$$\sigma_1 = \frac{32 \cdot M_1}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 8146}{3,14 \cdot 0,17^3} = 17 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]_{\text{изг}} , \quad (2.148)$$

Прийнято $d_1 = 170$ мм.

У місці установки колеса. M згину:

$$M_2 = P \cdot \frac{L}{2} - q \cdot \frac{B^2}{8} = 181023 \cdot \frac{0,38}{2} - 181023 \cdot \frac{0,2^2}{8} = 25343 \text{ Нм}, \quad (2.149)$$

σ згину:

$$\sigma_1 = \frac{32 \cdot M_1}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 25343}{3,14 \cdot 0,18^3} = 44 \cdot 10^6 \text{ Па} < [\sigma]_{\text{изг}} , \quad (2.150)$$

Прийнято $d_2 = 180$ мм.

2.4.5. Розрахунок вальниць коліс

Для коліс крана, як і для коліс візка, прийняті радіальні дворядні сферичні роликові вальниці з наступними параметрами:

- Умовне позначення	3626
- Внутрішній діаметр d , мм	130
- Зовнішній діаметр D , мм	280
- Ширина B , мм	93

- Динамічна вантажопідйомність [C], кН	850
- Статична вантажопідйомність [C ₀], Н	660
- Маса, кг	28,3

Розрахункові навантаження.

Еквівалентна навантаження на один вальницю колеса:

$$F_g = K_g \cdot R_k^{\max} = 0,5 \cdot 0,5 \cdot 362045 = 81511 \text{ Н}, \quad (2.151)$$

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

Еквівалентні динамічні навантаження:

$$P = VF_g K_6 = 1 \cdot 81511 \cdot 1,2 = 97813 \text{ Н}, \quad (2.152)$$

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

K_6 - коефіцієнт безпеки; для вальниць барабана $K_6 = 1,2$.

Необхідна динамічна вантажопідйомність.

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

Частота обертання колеса:

$$n_k = \frac{60 \cdot V_T}{\pi D_k} = \frac{60 \cdot 1,4}{3,14 \cdot 0,71} = 28 \text{ мин}^{-1}, \quad (2.153)$$

Необхідна динамічна вантажопідйомність вальниць

$$c = \frac{f_h}{f_n} P = \frac{1,855}{1,06} 97813 = 171173 \text{ Н}, \quad (2.154)$$

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

f_n - коефіцієнт, який визначається за частотою обертання; при
 $n_6 = 28 \text{ хв}^{-1}$, $f_n = 1,06$ [15].

2.4.6. Визначення опору пересуванню крана

$$W = W_{\text{ТР}} + W_{\text{УК}} + W_{\text{І}}, \quad (2.155)$$

де $W_{\text{ТР}}$ - сила тертя кочення коліс по рейках, та у вальниціях опор;

$W_{\text{УК}}$ - опір від ухилу шляху;

$W_{\text{І}}$ - сила інерції при розгоні.

У загальному випадку опір тертя розраховується за формулою:

$$W_{\text{ТР}} = P \frac{2\mu + fd}{D} \cdot K_p \cdot 9,81, \quad (2.156)$$

де $P = Q + G_{\text{кр}} = 200000 + 173000 = 373000$ - маса крана з вантажем, кг;

μ - плече тертя кочення колеса;

f - коефіцієнт тертя в вальниціях опор валу колеса; для кулькових вальниць $f = 0.015$;

d - діаметр вальниць коліс умовно приймається рівним діаметру валу;

K_p - коефіцієнт, що враховує тертя в ребордах коліс;

$$W_{\text{ТР}} = 373000 \frac{2 \cdot 0,08 + 0,015 \cdot 17}{71} \cdot 2,0 \cdot 9,81 = 25665 \text{ Н}, \quad (2.157)$$

У перерахунку на один привід приймемо:

$$W_{\text{ТРІ}} = 0,5W_{\text{ТР}} = 0,5 \cdot 25665 = 12833 \text{ Н}, \quad (2,158)$$

Опір від ухилу шляху:

$$W_{\text{ук}} = \alpha(Q + G_{\text{кр}}) \cdot 10^4 = 0,003(200 + 173) \cdot 10^4 = 10980 \text{ Н}, \quad (2.159)$$

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

У перерахунку на один привід приймемо:

$$W_{\text{укІ}} = 0,5W_{\text{ук}} = 0,5 \cdot 10980 = 5490 \text{ Н}, \quad (2.160)$$

Сила інерції при розгоні крана:

$$W_i = 10^3(Q + G_{\text{кр}}) \cdot [a] = 10^3(200 + 173) \cdot 0,1 = 37300 \text{ Н}, \quad (2.161)$$

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

У перерахунку на один привід приймемо:

$$W_{\text{іІ}} = 0,6W_i = 0,5 \cdot 37300 = 18650 \text{ Н}, \quad (2.162)$$

Загальний опір пересуванню крана в перерахунку на один привід:

$$W_1 = 12833 + 5490 + 18650 = 36973 \text{ Н}, \quad (2.163)$$

Статичний опір пересуванню крана:

$$W_{\text{ICT}} = 12833 + 5490 = 18323 \text{ Н}, \quad (2.164)$$

2.4.7. Визначення необхідної потужності двигуна, його вибір і перевірка на нагрів

Потужність на валу двигуна:

$$P' = \frac{W \cdot V_{\text{кр}}}{10^3 \eta_3 \psi} = \frac{36973 \cdot 1,04}{10^3 \cdot 0,85 \cdot 1,6} = 28,3 \text{ кВт}, \quad (2.165)$$

де V_T - швидкість пересування крана, м/с;

η_3 - ККД приводу;

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

Еквівалентна потужність двигуна:

$$P_{\text{ЕКВ}} = P_{\text{СТ}} \gamma K_{25}, \quad (2.166)$$

де $P_{\text{СТ}}$ - необхідна потужність на валу двигуна при сталому русі;

γ - коефіцієнт, що залежить від відношення часу пуску до часу циклу; для механізму пересування візка $\gamma = 1,12$;

K - коефіцієнт, що залежить від режиму роботи, $K_{25} = 0,5$.

$$P_{\text{СТ}} = \frac{W_{\text{ICT}} \cdot V_{\text{кр}}}{10^3 \eta_3} = \frac{18323 \cdot 1,04}{10^3 \cdot 0,85} = 21,6 \text{ кВт}, \quad (2.167)$$

$$P_{\text{ЕКВ}} = 21,6 \cdot 1,12 \cdot 0,5 = 12,1 \text{ кВт},$$

Вибираємо з каталогу двигун по потужності при ПВ = 40% і при умови $P_{\text{екв}} \leq P_{\text{д}} \leq P$.

Згідно [17], вибираємо двигун МТН 411-8 з такими технічними характеристиками (таблиця. 2.23):

Таблиця 2.23 - Характеристика двигуна [17]

Параметр	Значення
Потужність $P_{\text{д}}$ при ПВ 40%, кВт	22
Частота обертання $n_{\text{д}}$, хв ⁻¹	960
Момент інерції ротора $I_{\text{р}}$, кг м ²	0.5
Кратність максимального моменту $T_{\text{max}} / T_{\text{min}}$	3
Маса, кг	120

2.4.8. Вибір редуктора

Необхідна передавальне число редуктора:

$$U'_{\text{р}} = \frac{n_{\text{д}} \cdot \pi D}{60 V_{\text{т}}} = \frac{960 \cdot 3,14 \cdot 0,71}{60 \cdot 1,04} = 25,3, \quad (2.168)$$

Крутний момент на вихідному валу редуктора:

$$M_{\text{т}} = \frac{30 \cdot P_{\text{ст}} \cdot U'_{\text{р}}}{\pi \cdot n_{\text{д}}} = \frac{30 \cdot 21600 \cdot 35,3}{3,14 \cdot 710} = 7267 \text{ Нм}, \quad (2.169)$$

За допустимому крутним моментом вибираємо редуктор ВКУ-610М-25. Це вертикальний, циліндричний, триступеневий крановий редуктор, призначений для зменшення частоти обертання та збільшення крутного моменту в приводах механізмів вантажопідйомних кранів і аналогічного обладнання. Він має міжосьову відстань 610 мм і передавальне число 25, що характеризує співвідношення частот обертання вхідного та вихідного валів.

Таблиця 2.24 - Характеристика редуктора

Параметр	Значення
Міжосьова відстань A_w , мм	765
Передавальне число U_p	50
Допустимий момент на вихідному валу, Нм	14900
Маса, кг	820

Відхилення фактичного передавального числа від його номінальної величини:

$$\Delta i_p = \frac{|U'_p - U_p|}{U'_p} \cdot 100\% = \frac{|25,3 - 25|}{25,3} \cdot 100\% = -0,56\% \leq [10\%], \quad (2.170)$$

Фактична швидкість пересування крана:

$$V_\phi = V_T - (V_T \cdot \Delta i_p) = 1,04 + (1,04 \cdot 0,0056) = 1,03 \text{ м/с}, \quad (2.171)$$

2.4.9. Вибір гальма

Гальмо підбирається та налаштовується з урахуванням крутного моменту, необхідного для забезпечення заданого уповільнення під час гальмування крана.

$$T_T = 0,6 \left(\frac{I_{\text{пр}}^T \omega_d}{t_T} - T_{\text{ст}}^T \right) = 0,6 \left(\frac{34,5 \cdot 100,5}{10,3} - 4,25 \right) = 199 \text{ Нм}, \quad (2.172)$$

де $\omega_d = \frac{\pi \cdot n_d}{30} = \frac{3,14 \cdot 960}{30} = 100,5 \text{ с}^{-1}$, кутова швидкість електродвигуна;

$$t_T - \text{час гальмування візка, с; } t_T = \frac{V_{\phi}}{[a]} = \frac{1,03}{0,1} = 10,3 \text{ с},$$

де $[a] = 0,1 \text{ м/с}^2$ - допустиме прискорення при гальмуванні;

$T_{\text{ст}}^T$ - момент сил опору пересуванню крана при усталеному русі, Н.

$$T_{\text{ст}} = \frac{W_{\text{тр}} \cdot R}{U_p^2 \cdot \eta_3} = \frac{12833 \cdot 0,355}{35,5^2 \cdot 0,85} = 4,25 \text{ Нм}, \quad (2.173)$$

$I_{\text{пр}}^T$ - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$\begin{aligned} I_{\text{пр}}^T &= \delta(I_p + I_M) + m \frac{R^2}{U_p^2} \cdot \eta_3 = \\ &= 1,2(2 \cdot 1,03 + 2 \cdot 0,15) + 373000 \frac{0,355^2}{35,5^2} \cdot 0,85 = 34,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \end{aligned} \quad (2.174)$$

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

I_p - момент інерції ротора двигуна, кгм^2 ;

I_M - момент інерції пружною муфти, кгм^2 ;

m - маса крана або візка з вантажем, кг ;

R - радіус колеса, м ;

i_p - передавальне число редуктора;

η_3 - загальний ККД.

Згідно [13], вибираємо гальмо ТКГ-200. Гальмо ТКГ-200 - це колодковий механізм гальмування з нормально-замкненим станом і електрогідравлічним приводом, призначений для застосування в приводах механізмів вантажопідійомних кранів, тельферів та інших вантажопідіймальних пристроїв.

Гальмо ТКГ-200 використовується для:

- надійного утримання рухомих вузлів у нерухомому стані (наприклад - барабана, валу редуктора або привідного колеса),
- створення безпечного уповільнення і зупинки механізму при гальмуванні,
- автоматичного гальмування у разі відключення живлення.

Таблиця 2.25 - Характеристика гальма.

Параметр	Значення
Діаметр шківів, мм	200
Ширина колодки, мм	95
Гальмівний момент, Нм	300
Тип гідроштовхачу	ТЭ-30
Маса, кг	39

2.4.10. Перевірка вибраного гальма за часом уповільнення не навантаженого крана

Час гальмування порожньої візки визначити за такою формулою:

$$t_T^1 = \frac{W_{\text{ПР}}^{1T} \omega}{T_T + T_{\text{СТ}}^1} = \frac{16,3 \cdot 100,5}{2 \cdot 199 + 4,5} = 8,06 \text{ с} \geq t_{T_{\text{min}}} , \quad (2.175)$$

де $T_{\text{СТ}}^1$ - момент опору пересуванню не навантаженого крана, Нм;

$I_{\text{ПР}}^{1T}$ - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кг·м²;

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

$$I_{\text{ПП}}^{1\text{T}} = \delta(I_{\text{P}} + I_{\text{M}}) + G_{\text{KP}} \frac{R^2}{i_{\text{P}}^2} \cdot \eta_3 =$$

$$= 1,2(2 \cdot 0,5 + 2 \cdot 0,15) + 173800 \frac{0,355^2}{35,5^2} \cdot 0,85 = 16,3 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad (2.176)$$

$$T_{\text{CT}}^1 = \frac{W_{\text{TP}}^1 \cdot D}{2U_{\text{T}}^2 \cdot \eta_3} = \frac{14880 \cdot 0,71}{2 \cdot 35,5^2 \cdot 0,85} = 4,9 \text{ Нм}, \quad (2.177)$$

де W_{TP}^1 - опір пересуванню не навантаженого крана, Н;

$$W_{\text{CT}}^1 = G_{\text{KP}} \frac{2\mu + fd}{D_{\text{K}}} \cdot K_{\text{P}} \cdot 9,81 =$$

$$= 173000 \frac{2 \cdot 0,08 + 0,015 \cdot 17}{71} \cdot 1,5 \cdot 9,81 = 14880 \text{ Н} \quad (2.178)$$

$$t_{\text{Tmin}} = \frac{1,2 \cdot G_{\text{KP}} \cdot V_{\phi}}{2R_{\text{min}} \phi} = \frac{1,2 \cdot 173000 \cdot 1,04}{2 \cdot 74430 \cdot 0,2} = 7,25 \text{ с}, \quad (2.179)$$

де ϕ - коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою (при роботі в закритому приміщенні $\phi = 0,2$).

$$t_{\text{T}}^1 = \frac{3,81 \cdot 75,4}{169 + 1,22} = 1,69 \text{ с} \geq t_{\text{Tmin}}, \quad (2.134)$$

Умова виконується.

2.4.11. Вибір муфт

Для забезпечення з'єднання валу електродвигуна з валом редуктора використовується зубчаста напівмуфта, інтегрована з гальмівним шківом. Вибір муфти здійснюється відповідно до [9] з урахуванням максимального крутного моменту та діаметра шківа.

$$T_{M1} = T_{H1} \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{\max}, \quad (2.180)$$

де T_H - номінальний момент, який передає муфта;

$$T_{H1} = \frac{30 \cdot P_{CT}}{\pi \cdot n_d} = \frac{30 \cdot 21600}{3,14 \cdot 960} = 215 \text{ Нм}, \quad (2.181)$$

K_1 - коефіцієнт, який враховує міру 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].

$$T_{M1} = 215 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 310 \text{ Нм},$$

Таблиця 2,26 - Характеристика пружної муфти.

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент T_M , Нм	1000
Момент інерції муфти I_M , кг·м ²	0,15
Діаметр гальмівного шківa D , мм	200
Маса, кг	22,4

Для з'єднання вихідного валу редуктора з валами коліс застосовуємо зубчасті муфти.

$$T_{H2} = T_{H1} \cdot U_p = 215 \cdot 35,5 = 7632 \text{ Нм},$$

$$T_{M2} = 7632 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 10990 \text{ Нм},$$

Таблиця 2.27 - Характеристика зубчастої муфти.

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент T_m , Нм	16000
Момент інерції муфти I_m , кг·м ²	0,4
Маса, кг	32

2.4.12. Перевірка двигуна за часом розгону та запасу зчеплення коліс з рейкою

Для ненавантаженого крана час розгону, с:

$$t_p^1 = \frac{I_{\text{пр}}^1 \cdot \omega}{T_{\text{п}}^{\text{ср}} - T_{\text{ст}}^1} = \frac{16,3 \cdot 100,5}{350 - 4,9} = 4,75 \text{ с}, \quad (2.182)$$

де $T_{\text{п}}^{\text{ср}}$ -середній пусковий момент двигуна, $T_{\text{п}}^{\text{ср}} = T_n \psi$;

T_n - номінальний момент двигуна, Нм,

$$T_{\text{п}}^{\text{ср}} = \psi \frac{30 \cdot P_d}{\pi \cdot n_d} = 1,6 \frac{30 \cdot 22000}{3,14 \cdot 960} = 350 \text{ Нм}, \quad (2.183)$$

де P_d - потужність двигуна, кВт;

n_d частота обертання валу двигуна, хв⁻¹;

ψ - середня кратність пускового моменту двигуна;

Сила інерції при розгоні ненавантаженого крана, Н:

$$W_i = G_{\text{кр}} \frac{V_{\Phi}}{t_p^1} = 173000 \frac{1,03}{4,75} = 37514 \text{ Н}, \quad (2.184)$$

Опір в цапфах приводних коліс ненавантаженого крана, Н

$$W_{\text{ТР}}^{\text{ПП}} = 2R_{\text{min}} \cdot f \cdot d \cdot \frac{1}{D_{\text{К}}} = 2 \cdot 74430 \cdot 0,015 \cdot 0,17 \cdot \frac{1}{0,71} = 535 \text{ Н}, \quad (2.185)$$

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

d - діаметр відповідної цапфи;

$D_{\text{К}}$ - діаметр ходового колеса.

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу:

$$K_{\text{цц}} = \frac{2 \cdot R_{\text{min}} \cdot \varphi}{W_{\text{ТР}}^1 + W_{\text{і}} + W_{\text{ТР}}^{\text{ПП}}} = \frac{2 \cdot 74430 \cdot 0,2}{14880 + 37514 + 535} = 0,57 < [1,2], \quad (2.186)$$

де φ - коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі в закритому приміщенні $\varphi = 0,2$.

Умова не виконується, і при пуску порожнього крана відбуватиметься пробуксовка коліс. Тому в електричній схемі підключення електродвигуна слід передбачити пристрої для плавного пуску та розгону механізму.

3. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД МОДЕРНІЗАЦІЇ КРАНА

Таблиця 3.1. – Вихідні дані ПТМ

Показник	Позначення	Одиниці	Величина показника	
			Базова техніка	Нова техніка
Вантажопідйомність крана	Q	т	200/32	200/32
Робочі швидкості:	V	м/с		
-пересування крана			1,04	1,04
-пересування візка			0,531	0,531
-головного підйому			0,031	0,031
-допоміжного підйому			0,126	0,126
Проліт крана	L	м	28	28
Встановлена потужність електро-двигунів:	W	кВт		
-пересування крана			15	15
-пересування візка			22	22
-головного підйому			110	110
-допоміжного підйому			45	45
Група класифікації (режим роботи)	A/ПВ	%	A5/25	A5/25
Строк служби ПТМ	T	років	25	25

Беручи до уваги використання в приводі головного підйому крана двох послідовно з'єднаних редукторів, модернізація передбачає заміну їх на один

редуктор типу 7Ц4-987-200, що спрощує конструкцію та підвищує надійність роботи механізму.

Під час модернізації також прийнято рішення замінити дворогий пластинчастий гак на кований серійного виробництва. Це обґрунтовано значними відмінностями в діапазонах вантажопідйомності гаків за стандартами DIN і ГОСТ. Для однорогих гаків за DIN вантажопідйомність становить від 0,1 до 500 т. В Україні параметри кованих і штампованих гаків визначаються залежно від типу гака та приводу крана (ГОСТ 6627-74, ГОСТ 6628-73) і коливаються в межах 0,4–100 т. Для дворогих гаків ці значення становлять 0,1–500 т за DIN і 8–100 т за ГОСТ.

Номенклатура гаків відрізняється незначно: DIN передбачає 30 номерів однорогих і 24 дворогих, а ГОСТ - 26 номерів однорогих і 14 дворогих гаків. Значний діапазон вантажопідйомності DIN забезпечується наявністю п'яти класів міцності (М, Р, S, Т, V), тоді як у ГОСТ передбачено лише один. Це дозволяє змінювати вантажопідйомність гака залежно від умов експлуатації.

У легких умовах роботи гаки DIN значно легші та компактніші за ГОСТівські, а в середніх умовах - приблизно вдвічі легші. Зниження маси досягається також завдяки оптимальній формі поковок. У вітчизняних гаках площа вертикального та горизонтального поперечних перерізів зіву однакова, тоді як у гаках за DIN горизонтальний переріз, де діє максимальний момент вигину, значно більший за вертикальний, а площа зіву плавно змінюється від вертикальної до горизонтальної. У гаках фірми RSN (DIN 15401, частина 1, однорогі гаки) допускається звуження перерізу в зоні нейтральної осі.

Розрахунок показників економічної ефективності здійснюється з урахуванням скорочення числа редукторів, зменшення ваги гака та спрощення обслуговування крана, що дозволяє підвищити продуктивність роботи і знизити експлуатаційні витрати.

До показників економічної ефективності відносяться: річний економічний ефект, скорочення капітальних витрат, підвищення продуктивності

праці завдяки впровадженню спроектованих підйомно-транспортних механізмів та інші показники.

Модернізації підлягали ключові елементи механізмів крана, зокрема редуктор головного підйому та крюкова підвіска.

Розрахунок економічного ефекту цієї модернізації полягає у визначенні економічної доцільності використання нового обладнання порівняно з базовим варіантом. Для цього обчислюють різницю витрат на придбання двох редукторів і пластинчастого гака та витрат на один редуктор і кований гак.

Таблиця 3.2 - Вартість обладнання ПТМ

Вид обладнання	Тип	Величина, грн.	
		Старе	Нове
Редуктор	Ц2-1000-50	165600	
Редуктор	1ЦУ-250-4	19400	
Редуктор	7Ц4-987-200		148000
Пластинчастий гак	в.п. 200 т ГОСТ 6627-74	188000	
Кований гак	в.п. 200 т DIN 15402		192000

Ціна базового обладнання механізму головного підйому крана, грн:

$$\text{Ц}_1 = \text{ц}_1 + \text{ц}_2 + \text{ц}_3 = 165600 + 19400 + 188000 = 373000 \text{ грн} \quad (3.1)$$

де ц_1 - ціна редуктора типу Ц2-1000-50 (табл.3.2);

ц_2 - ціна редуктора типу 1ЦУ-250-4 (табл.3.2);

ц_3 - ціна пластинчастого гака в.п. 200 т ГОСТ 6627-74 (табл.3.2);

Ціна нового обладнання механізму головного підйому крана, грн:

$$\Pi_2 = u_4 + u_5 = 148000 + 192000 = 340000 \text{ грн} \quad (3.2)$$

де u_4 - ціна редуктора типу 7Ц4-987-200 (табл.3.2);

u_5 - ціна кованого гака в.п. 200 т DIN 15402 (табл.3.2);

Економічний ефект від використання нового обладнання з поліпшеними характеристиками, грн:

$$E = \Pi_1 - \Pi_2 = 373000 - 340000 = 33000 \text{ грн} \quad (3.3)$$

де Π_1 - ціна базового обладнання механізму головного підйому крана;

Π_2 - нового обладнання механізму головного підйому крана;

Економічний ефект від застосування вдосконаленого обладнання механізму головного підйому крана порівняно з аналогічним обладнанням базового механізму становить 33 000 гривень.

Таблиця 3.3 - Техніко-економічні показники крану ПТМ

Показник	Позначення	Одиниці	Величина показника	
			Базова техніка	Нова техніка
Вантажопідйомність крана	Q	т	200/32	200/32
Робочі швидкості: -пересування крана -пересування візка -головного підйому -допоміжного підйому	V	м/с	1,04 0,531 0,031 0,126	1,04 0,531 0,031 0,126
Проліт крана	L	м	28	28

Продовження таблиці 3.3

Показник	Позначення	Одиниці	Величина показника	
			Базова техніка	Нова техніка
Встановлена потужність електро-двигунів:	W	кВт		
-пересування крана			15	15
-пересування візка			22	22
-головного підйому			110	110
-допоміжного підйому			45	45
Група класифікації (режим роботи)	A/ПВ	%	A5/25	A5/25
Строк служби ПТМ	T	років	25	25
Собівартість модернізації	C	грн	-	340000
Економічний ефект	E	грн	-	33000

Проведення проекту модернізації цього крана було обґрунтоване передусім з технічної точки зору. В процесі модернізації було оновлено елементи механізму головного підйому та крюкової підвіски крана.

Вартість заміненого обладнання склала 340 000 грн. Економічний ефект виявився позитивним, що свідчить про доцільність проведеної модернізації та забезпечує економію у розмірі 33 000 грн.

4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

У цьому розділі наведено заходи для забезпечення безпеки, виробничої санітарії, гігієни праці та пожежної безпеки під час виконання робіт, пов'язаних із модернізацією крана.

4.1 Аналіз потенційних небезпек

Потенційне небезпеки:

- ризик ураження електричним струмом через порушення правил електробезпеки або несправність технічних запобіжних пристроїв;
- небезпека, що виникає при ігноруванні технічних засобів обмеження вантажопідйомності та висоти підйому;
- ризик, пов'язаний з недотриманням ергономічних вимог під час модернізації зон обслуговування крана;
- негативний вплив електромагнітних полів і випромінювання від джерел високого енергоспоживання крана на працездатність персоналу;
- небезпека через незадовільні умови роботи при виконанні проекту модернізації, що виникає при недотриманні ергономічних вимог для робочого місця конструктора;
- недоліки в оформленні результатів проекту та отриманні дозволу на подальшу експлуатацію підйомно-транспортних механізмів;
- підвищена вібрація та шум під час експлуатації крана;
- недостатнє освітлення зони обслуговування крана;
- можливість загорянь через порушення правил пожежної безпеки;
- небезпеки, пов'язані зі способами управління підприємством в умовах надзвичайної ситуації.

4.2. Заходи по забезпеченню безпеки

До виконання робіт допускаються працівники, яким виповнилося 18 років, які пройшли відповідне навчання, перевірку знань з електробезпеки згідно з ДНАОП 1.1.10–1.01–2000 «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів» та мають допуск необхідної групи.

Електрообладнання повинно відповідати вимогам НПАОП 40.1-1.21-98 та іншим чинним нормативним документам. Обслуговування і ремонт електроустановок мають виконувати лише кваліфіковані спеціалісти. Для кожного електроспоживача необхідно розробити схеми нормального та аварійного режимів роботи, які передбачають захист від перевантажень і коротких замикань.

У модернізованому мостовому крані передбачено захисне заземлення - навмисне з'єднання з землею металевих частин, які можуть опинитися під напругою при пошкодженні ізоляції. Захист електричних кіл здійснюється автоматичними вимикачами з високою комутаційною здатністю. Під час огляду чи технічного обслуговування рубильник обов'язково відключається.

Заходи безпеки при експлуатації мостового крана. Основні вимоги безпеки виробничого обладнання визначаються ГОСТ 12.2.003-91 та НПАОП 0.00-1.01-07. Безпечність забезпечується правильним вибором конструкції, застосуванням механізації, автоматизації та дистанційного керування, використанням захисних пристроїв, дотриманням ергономічних норм і включенням вимог безпеки до технічної документації.

Частини обладнання, з якими контактує персонал, не повинні мати гострих країв, небезпечних поверхонь чи екстремальних температур. Рівні тепловиділення, вологи та шкідливих речовин не повинні перевищувати допустимих значень. Конструкція має мінімізувати шум, вібрацію та випромінювання.

Для запобігання небезпеці при раптовому зникненні енергії передбачаються пристрої, що унеможливають самовільне включення механізмів. Для уникнення перевантаження встановлюється обмежувач вантажопідйомності, який автоматично вимикає підйом при перевищенні допустимого навантаження, а також обмежувач висоти підйому.

Ергономічні вимоги, враховані в проекті.

Для безпечного доступу до механізмів передбачені майданчики, сходи та огорожі, що відповідають нормативам. Рухомі частини обладнання надійно закріплені та закриті захисними кожухами.

Посадкові майданчики для входу в кабінку можуть бути торцевими або проміжними; доступ до них здійснюється через галереї. Мінімальна ширина проходів - 500 мм, майданчиків - 400 мм. Галереї обладнуються перилами висотою 1 м.

Драбини мають ширину не менше 600 мм, відстань між сходинками - до 300 мм, кут нахилу - до 60°. При значній довжині передбачаються проміжні площадки та захисні огороження.

Кабіна керування розташовується так, щоб оператор мав повний огляд вантажу. Її розміри: висота - 2 м, ширина - 0,9 м, довжина - 1,3 м. Підлога виконується з ізоляційних матеріалів із гумовим килимком.

Кабіна оснащується сидінням, системою блокування дверей, вентиляцією або кондиціонуванням, тепло- і шумоізоляцією, а також безпечною системою опалення.

Заходи щодо зменшення впливу електромагнітних полів.

Захист персоналу від ЕМП здійснюється відповідно до діючих санітарних норм і стандартів. Він досягається організаційними заходами (обмеження часу перебування в зоні випромінювання), технічними рішеннями (раціональне розміщення обладнання) та застосуванням індивідуальних засобів захисту.

Контроль рівнів ЕМП здійснюється шляхом вимірювання напруженості поля та щільності потоку енергії. Допустимі значення встановлюються

нормативами, а контроль проводиться не рідше одного разу на рік. У випадках малої потужності випромінювання вимірювання можуть не виконуватися.

Організація умов праці конструктора.

Приміщення для роботи персоналу повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.1.005 та ГОСТ 12.1.006. Площа робочого місця має становити не менше 6 м², об'єм - не менше 20 м³.

Рівень шуму не повинен перевищувати допустимих норм (45–60 дБ). Мікроклімат у приміщенні має відповідати встановленим стандартам температури, вологості та руху повітря.

Робочі місця з комп'ютерами розміщуються з дотриманням відстаней між обладнанням і стінами. Рекомендовані розміри столу: висота - 725 мм, ширина - до 1400 мм, глибина - до 1000 мм.

Оформлення результатів проекту та введення крана в експлуатацію.

Модернізацію крана виконує спеціалізована організація з відповідним дозволом. Після завершення робіт проводяться приймальні випробування з оформленням результатів у паспорті крана.

Надалі передбачено періодичні огляди: часткові - щорічно, повні - раз на три роки. Усі вимоги безпеки відповідають чинним нормативам щодо будови та експлуатації вантажопідіймальних кранів.

4.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Під час експлуатації крана виникає загальна вібрація, яка передається через опорні поверхні на тіло оператора, що перебуває в сидячому положенні, і за характером джерела належить до транспортно-технологічної.

Для зменшення рівня цієї вібрації передбачено встановлення амортизуючих прокладок у місцях з'єднання кабіни з металоконструкцією крана.

Додатково можуть застосовуватися віброізолюючі сидіння, що одночасно покращує і звукоізоляційні характеристики.

Фактичні та допустимі параметри транспортно-технологічної вібрації на робочому місці машиніста крана визначаються відповідно до вимог ГОСТ 12.01.012-90 «Вібраційна безпека» та наведені у (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 - Вібраційна безпека

Середньгеометричні значення частот Гц	2	4	8	16	31,5	63
Віброшвидкість м/с.						
Фактична	0,64	0,23	0,12	0,12	0,12	0,12
Допустима	1,3	0,45	0,22	0,2	0,2	0,2

Вібраційні навантаження, що виникають під час експлуатації крана, на робочому місці машиніста знаходяться в межах допустимих значень і не перевищують встановлених граничних норм, тому не чинять критичного впливу на здоров'я та працездатність персоналу. Це свідчить про відповідність умов праці вимогам чинних нормативних документів щодо вібраційної безпеки.

Основним джерелом шуму під час роботи мостового крана є електродвигун, а також супутні механічні вузли, що працюють у процесі підйому та переміщення вантажів. Рівень шуму оцінюється за нормованою характеристикою - рівнем звукового тиску, який вимірюється в децибелах (дБ).

Людина здатна сприймати звукові коливання в широкому діапазоні, однак при підвищенні рівня шуму виникають негативні фізіологічні ефекти. Так, при рівні до 100 дБ шум ще є допустимим для короткочасного впливу. У діапазоні 100–120 дБ можуть виникати дискомфортні відчуття, зокрема ускладнення ковтання при певних частотах. При рівнях 125–137 дБ можливі серйозні порушення стану організму, аж до стану пригнічення, а при досягненні близько 140 дБ існує ризик пошкодження барабанних перетинок.

Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах частот, а також загальний рівень шуму на робочому місці кранівника визначаються відповідно

до вимог СНиП II-12-77 «Захист від шуму» та наведені у (табл. 4.2). Дотримання цих норм є важливою умовою забезпечення безпечних і комфортних умов праці.

Таблиця 4.2 - Захист від шуму

Середньгеометричні частоти, Гц	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	Рівень звуку, дБА
Фактичні рівні звукового тиску, дБ	96	91	86	83	82	82	80	76	74	85
Допустимі рівні звукового тиску, дБ	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Засоби зниження рівня шуму:

а) Зменшення звукової потужності джерела – досягається шляхом удосконалення конструкції обладнання, застосування менш шумних механізмів, своєчасного технічного обслуговування та змащення рухомих частин, що дозволяє знизити інтенсивність шуму безпосередньо в місці його виникнення.

б) Раціональне спрямування шуму – передбачає правильне розташування джерел шуму відносно робочих місць, щоб мінімізувати прямий вплив звукових хвиль на персонал.

в) Звукоізоляція – реалізується за допомогою спеціальних огорожувальних конструкцій, кожухів, кабін та облицювальних матеріалів, які перешкоджають поширенню шуму в робочій зоні.

г) Віб्रोізоляція – включає використання амортизаторів, прокладок та інших пристроїв, що зменшують передачу вібрації від обладнання до конструкцій і, відповідно, знижують рівень вторинного шуму.

д) Застосування глушників – ефективно для зменшення аеродинамічного шуму, зокрема в системах вентиляції та вихлопу, де встановлюються спеціальні шумопоглинальні пристрої.

Заходи щодо забезпечення оптимального освітлення робочих зон. Освітлення виробничого приміщення, в якому експлуатується кран, організовано відповідно до вимог ДБН В.2.5-28-2006 «Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення». Це передбачає створення належних умов видимості, зниження зорового напруження працівників і підвищення безпеки виконання робіт.

Штучне освітлення в цеху розраховується методом світлового потоку для електричних ламп розжарювання. При цьому враховується характер виконуваних робіт (робота з деталями), що вимагає достатнього рівня освітленості робочої поверхні. Висота розташування робочої поверхні становить 1,25 м від рівня підлоги, що також враховується при визначенні необхідної кількості світильників, їх потужності та розміщення.

Правильно розраховане та організоване освітлення забезпечує рівномірний розподіл світлового потоку, відсутність різких тіней і блисків, що сприяє підвищенню продуктивності праці та зменшенню ризику виробничого травматизму.

Дано:

$h_p = 1.25$ м. Розмір деталей 0,3. Підрозряд робіт - б. Площа цеху, 750м^2 .
Висота цеха - 5,5м. Коефіцієнт запасу - 1,3

1. Визначаємо висота підвісу світильників над підлогою:

$$h_0 = H - h_c, \text{ М} \quad (4.1)$$

де $h_c = 0.5\text{м}$ відстань світлового центру світильника від стелі

$$h_0 = 5,5 + 0,5 = 5, \text{ м}$$

2. Визначаємо висоту підвісу світильника над робочою поверхнею:

$$h = h_0 - h_c, \text{ м} \quad (4.2)$$

де $h_p = 1.25\text{м}$ - висота робочої поверхні над підлогою

$$h = 5 - 1,25 = 3,75, \text{ м}$$

3. Визначаємо оптимальна відстань між світильниками (при багаторядному розміщенні):

$$L = 0,7 \cdot h = 0,7 \cdot 3,75 = 2,6, \text{ м} \quad (4.3)$$

4. Визначаємо необхідну кількість ламп:

$$N = \frac{S}{L^2}, \text{ шт.} \quad (4.4)$$

де S - площа цеху, м^2

$$N = \frac{750}{2,6^2} = 109$$

5. Визначаємо світловий потік одного світильника, а значить і лампи (тому що конструктивно в світильник встановлюється тільки одна лампа).

$$F_{\text{л}} = \frac{E_{\text{н}} \cdot K_3 \cdot Z}{N \cdot \eta}, \text{ лм.} \quad (4.5)$$

де E_H - нормована освітленість, визначається за розміром деталей і підрозряду
робіт = 200

S -площа цеху, m^2

Z -коефіцієнт нерівномірності освітлення, $Z = 1,15$

η - коефіцієнт використання світлового потоку, $\eta = 0,5$

$$F_{\text{л}} = \frac{200 \cdot 750 \cdot 1,3 \cdot 1,15}{109 \cdot 0,6} = 3429 \text{ лм}$$

4.4 Заходи з пожежної безпеки

Небезпечні чинники пожежі, що становлять загрозу для людей, включають: відкрите полум'я та іскроутворення, підвищення температури навколишнього середовища і поверхонь обладнання, утворення токсичних продуктів згоряння, задимлення, зниження вмісту кисню в повітрі, а також можливе падіння уламків будівельних конструкцій, машин і установок.

У виробничому приміщенні, де експлуатується кран, передбачено встановлення пожежних щитів із розрахунку один щит на 5000 m^2 площі. Комплектація такого щита включає: три вогнегасники, один ящик із піском, одну вогнетривку теплоізоляційну тканину, три багри, дві лопати, два ломи та дві сокири.

Для підвищення рівня пожежної безпеки у кабіні крана встановлюється вуглекислотний вогнегасник, призначений для гасіння електрообладнання та електропроводки. Такі вогнегасники ефективні саме для електроустановок, оскільки не пошкоджують їх та не проводять струм. У складі електрообладнання передбачено низку заходів протипожежного захисту: елементи, що можуть утворювати іскри, закриті пилозахисними кожухами; силова електропроводка

виконана у трубах закритого типу; електроапаратура оснащена захистом від коротких замикань.

На складських ділянках також реалізовано комплекс протипожежних заходів: впорядковане зберігання матеріалів, забезпечення вільного доступу до стелажів, дотримання норм сумісного зберігання речовин, обладнання складів пожежною сигналізацією та первинними засобами пожежогасіння. Крім того, склади поділяються на окремі відсіки за допомогою протипожежних стін з урахуванням властивостей матеріалів і способів їх гасіння.

Згідно з ГОСТ 12.2.007.0-75 електротехнічне обладнання відноситься до І класу захисту від ураження електричним струмом. На мостовому крані вся апаратура керування розміщена у герметичних шафах, а електродвигуни мають необхідний ступінь захисту від впливу зовнішнього середовища. Робоча температура обмоток двигунів, завдяки запасу по струму (близько 10%), не перевищує 140 °С, а температура поверхні - 100 °С. Живлення крана та візка здійснюється за допомогою кабельного підводу.

Електроприводи крана забезпечують широкий діапазон регулювання швидкостей, що зменшує навантаження на гальмівні механізми. Температура гальмівних колодок не перевищує допустимих значень, а резистори підібрані таким чином, щоб температура їх поверхні залишалася в межах до 185 °С.

Планування виробничого приміщення виконано відповідно до вимог СНиП 2.09.02-85. Організація робочого простору передбачає зручне розміщення зон зберігання заготовок і готової продукції, наявність стелажів для документації та інструментів. Особлива увага приділена формуванню проходів, які забезпечують безперешкодний доступ до робочих місць і водночас виконують функцію евакуаційних шляхів.

Площа і об'єм приміщення відповідають санітарним нормам: не менше 1,5 м² об'єму та 4,5 м² площі на одного працівника. Передбачені спеціальні зони для утилізації відходів, місця для відпочинку, куріння та забезпечення питною водою.

Протипожежні заходи реалізовані відповідно до НАПБ А.01.001-2004. За класифікацією пожежної небезпеки виробництво відноситься до категорії Д - з наявністю негорючих матеріалів у холодному стані. Евакуаційні шляхи, проїзди та виходи спроектовані згідно з ДБН В.1.1.7-2002, при цьому відстані до найближчих виходів відповідають нормативам.

Будівля має необхідний ступінь вогнестійкості: основні несучі конструкції відповідають I ступеню, зокрема несучі стіни витримують вплив вогню до 2 годин, перекриття та інші несучі елементи - не менше 0,75 години, а внутрішні перегородки та сходові клітини - до 2,5 годин. Це забезпечує достатній рівень безпеки персоналу та збереження конструкцій у разі виникнення пожежі.

4.5. Заходи щодо забезпечення безпеки в надзвичайних ситуаціях Оцінка стійкості системи управління об'єктом.

Управління об'єктом є ключовою складовою діяльності начальника цивільної оборони, його штабу та служб і полягає у постійному керівництві підпорядкованими силами, організації їх роботи та спрямуванні дій на своєчасне і якісне виконання поставлених завдань. Ефективна система управління повинна забезпечувати безперервність, рішучість, адаптивність і стійкість керівництва як виробничими процесами, так і заходами цивільного захисту на всіх етапах діяльності.

Безперервність управління досягається завдяки оперативному прийняттю рішень, швидкому доведенню завдань до виконавців, надійній роботі систем зв'язку з підлеглими та вищими органами, грамотній організації пунктів управління, використанню засобів автоматизації, а також можливості швидкого відновлення порушених каналів керування.

Рішучість управління проявляється у наполегливому та послідовному виконанні прийнятих рішень, що дозволяє забезпечити виконання поставлених

завдань у визначені строки. Гнучкість полягає у здатності оперативно реагувати на зміну обстановки, коригувати рішення та уточнювати завдання для підлеглих. Стійкість системи управління забезпечується наявністю обладнаних пунктів управління, надійним захистом персоналу і засобів зв'язку від уражаючих факторів, створенням резервних каналів зв'язку, підготовкою рухомих пунктів управління, а також високим рівнем підготовки персоналу до роботи із засобами зв'язку та дотриманням режимів їх експлуатації.

Пункти управління створюються завчасно, ще в мирний час. Стаціонарні пункти розміщуються у захисних спорудах, здатних витримувати вплив ударної хвилі та радіоактивного забруднення. Рухомі пункти управління обладнуються на базі транспортних засобів (наприклад, автобусів або автомобілів із закритим кузовом) і повинні забезпечувати належні умови для роботи персоналу та розміщення засобів зв'язку.

Склад і функції персоналу пунктів управління визначаються з урахуванням специфіки виробництва та завдань цивільної оборони. Наприклад, при двозмінному режимі роботи формуються окремі розрахунки для кожної зміни, які очолюють керівники відповідного рівня, а до їх складу входять провідні спеціалісти або їх заступники.

Засоби зв'язку, встановлені на пунктах управління, повинні забезпечувати надійне оповіщення та стабільну взаємодію з вищими органами управління, місцевими пунктами управління, евакуаційними структурами, укриттями та всіма підрозділами об'єкта. Для замиської зони організовується окрема система зв'язку з відповідними штабами, формуваннями цивільного захисту та взаємодіючими об'єктами.

Рухомі пункти управління використовуються для координації дій сил цивільної оборони під час їх висування до осередків ураження, а також при проведенні рятувальних і аварійно-відновлювальних робіт. У цьому випадку забезпечується стійкий радіозв'язок з усіма задіяними підрозділами та керівництвом.

Оцінка ефективності системи управління проводиться спеціальними групами штабу цивільної оборони. При цьому аналізується стан пунктів управління, рівень захищеності персоналу і засобів зв'язку, можливості обслуговуючого персоналу, а також надійність систем зв'язку та оповіщення. Окремо визначається готовність пунктів управління до роботи в мирний час і час, необхідний для їх приведення у повну готовність у разі загрози.

Основними показниками надійності є стійкість споруд, де розміщені пункти управління, до впливу уражаючих факторів, а також рівень захисту від радіаційного випромінювання. Оптимальний склад персоналу визначається з урахуванням обсягів робіт, умов виробництва та можливих надзвичайних ситуацій.

При аналізі системи зв'язку оцінюються технічні характеристики обладнання, стан каналів зв'язку, ефективність систем оповіщення, наявність резервних засобів і можливість дублювання різних видів зв'язку. Також враховується забезпеченість матеріалами, запасними частинами та джерелами енергії для відновлення працездатності систем.

На основі отриманих результатів формуються заходи щодо підвищення стійкості системи управління в умовах воєнного часу або надзвичайних ситуацій.

Реалізовані в проєкті заходи з охорони праці, виробничої санітарії, гігієни праці та пожежної безпеки створюють безпечні й комфортні умови для персоналу. Водночас передбачені заходи цивільного захисту забезпечують надійну роботу об'єкта та захист працівників у разі виникнення надзвичайних ситуацій.

ВИСНОВОК

У дипломному проєкті виконано інженерний розрахунок механізмів мостового спеціального двобалкового крана, який призначений для здійснення підйомно-транспортних операцій технологічного призначення, а також для проведення монтажних і ремонтних робіт у цеху збагачувальної фабрики Лебединського ГЗК. У процесі розробки проєкту було вирішено низку важливих технічних завдань.

Зокрема, у приводі головного підйому здійснено модернізацію шляхом заміни двох послідовно встановлених редукторів на один сучасний агрегат з аналогічними технічними параметрами. Крім того, пластинчастий дворогий гак було замінено на кований гак імпортного виробництва, який має відповідні сертифікати якості та відповідає вимогам українських стандартів.

У результаті проведеної модернізації досягнуто покращення основних експлуатаційних показників крана, зокрема підвищено ремонтпридатність механізмів головного підйому, покращено їх експлуатаційні характеристики, зменшено ймовірність відмов у роботі, а також розширено функціональні можливості обладнання.

При цьому технічні параметри оновленого крана не зазнали суттєвих змін у порівнянні з базовими значеннями, а наявні відхилення знаходяться в межах допустимих норм.

На підставі проведеного аналізу можна зробити висновок, що застосування кованих і штампованих гаків, виготовлених за стандартами DIN, є доцільним і можливим в Україні. Водночас обов'язковою умовою є наявність у паспорті виробу сертифікатів відповідності із зазначенням характеристик матеріалу, зокрема показників ударної в'язкості.

Результати економічних розрахунків також підтверджують ефективність запропонованих рішень - заміни двох редукторів на один та використання

кованого гака в механізмі головного підйому, що свідчить про доцільність впровадження даної модернізації.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г. Підйомно-транспортні машини. — Київ : ЦУЛ, 2010. — 432 с.
2. Коновалюк Д. М., Ковальчук Р. М. Деталі машин : підручник. — Київ : Кондор, 2004. — 584 с.
3. ДСТУ GOST 13768:2018. Пружини гвинтові циліндричні стиснення та розтягнення I класу, розряду 3 із сталі круглого перерізу. Основні параметри витків.
4. ДСТУ GOST 2688:2018. Канат сталевий подвійної звивки типу ЛК-Р. Конструкція та розміри.
5. ДСТУ GOST 6627:2018. Гаки ковані та штамповані. Заготовки. Типи, параметри та розміри.
6. ДСТУ GOST 5721:2018. Підшипники роликові радіальні сферичні дворядні. Типи та основні розміри.
7. Іванченко Ф. К. Конструкція і розрахунок підйомно-транспортних машин. — Київ : Вища школа, 1978. — 351 с.
8. Каталог редукторів і мотор-редукторів. НВО «Гідромаш-1». — Київ, 2003.
9. Розрахунки вантажопідйомних і транспортуючих машин / Ф. К. Іванченко, В. С. Бондарєв, М. П. Колесник та ін. — Київ : Вища школа, 1978. — 574 с.
10. Курсове проектування з підйомно-транспортних машин : навч. посібник / В. С. Ловейкін, Ю. В. Човнюк, М. Г. Діктерук. — Київ : ЦУЛ, 2013. — 312 с.
11. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка» / уклад.: О. І. Вільчек, О. М. Руднєв, В. І. Глушко. — Запоріжжя : ЗДТУ, 2001. — 45 с.

12. Підшипники кочення : довідник-каталог / за ред. В. О. Малащенко. — Львів : Новий Світ-2000, 2011. — 180 с.
13. Сукач М. К. Підйомно-транспортні машини: Атлас конструкцій. — Київ : Ліра-К, 2018. — 184 с.
14. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. — Харків : Форт, 2007. — 424 с.
15. Пузирьков П. І. Гакові підвіски вантажопідіймальних машин : навч. посібник. — Дніпропетровськ : ПДТУ, 1999. — 120 с.
16. Шаповалов О. В., Клименко Г. П. Розрахунок та конструювання кранових механізмів : навч. посібник. — Краматорськ : ДДМА, 2008. — 156 с.
17. Колісник М. П., Клименко Є. В. Вантажопідіймальні крани та їх розрахунок. — Київ : Вища школа, 2002. — 340 с.
18. Стандарт підприємства СТП 15-96. Пояснювальна записка до курсових і дипломних проектів. Вимоги і правила оформлення. — Запоріжжя : ЗДТУ, 1996. — 36 с.
19. НПАОП 0.00-1.03-02. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. — Київ : Держнаглядохоронпраці, 2002. — 216 с.
20. Ткачук К. Н., Халімовський М. О., Зацарний В. В. та ін. Основи охорони праці : підручник. — 2-ге вид., допов. і перероб. — Київ : Основа, 2006. — 444 с.
21. Люманов Е. М. Безпека технологічних процесів та обладнання на машинобудівних підприємствах : навч. посібник. — Сімферополь : ВАТ «Сімферопольська міська друкарня», 2008. — 127 с.
22. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях» у дипломних проектах (роботах) студентів спеціальності 7(8).05050308 «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання» усіх форм навчання / уклад. О. В. Нестеров. — Запоріжжя : ЗНТУ, 2014. — 22 с.
23. Методичні вказівки з розрахунку економіс модуля в дипломних проектах для студентів спеціальності 8.090214 «Підйомно-транспортні,

будівельні, дорожні машини і обладнання» денної та заочної форм навчання / уклад.: І. О. Федерякін, Л. М. Мартовицький, Н. Л. Онуфрієнко. — Запоріжжя : ЗНТУ, 2010. — 38 с.