

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівник
(повне найменування інституту, факультету)
Деталі машин та ПМ
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(ступінь вищої освіти)

на тему Розробка та дослідження основ механізмів проектування механізмів для вранів транзитної вантажодійсності.

Виконав: студент(ка) УМ курсу, групи М-322

Спеціальності 133 Валуве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)
Місьонно-транспортні машини та механізми
Круглов У.В.
(прізвище та ініціали)

Керівник Наровицький П.М.
(прізвище та ініціали)

Рецензент Фелес Р.О.
(прізвище та ініціали)

2023

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

Інститут, факультет Машинобудівний
 Кафедра Роботи машин та МТМ
 Ступінь вищої освіти магістр
 Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
 (код і найменування)
 Освітня програма (спеціалізація) Місбомно-транспортні машини та механізми
 (назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

«22» 01 2023 року

ЗАВДАННЯ
 НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Круглов Ігор Павлович
 (прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Розробка та дослідження основ механізму процесування механізмів для прасів прасальної машини
 керівник проєкту (роботи) Паробичевський А.М. к.т.н. доцент
 (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від «11» 10 2023 року № 387

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 10.12.2023р

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Конструкція машини для прасування механізмів машини А-400/505.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Розрахунок механізму головного шийона

2) Розрахунок механізму допоміжного шийона

3) Розрахунок механізму процесування візка

4) Розрахунок механізму процесування праси

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

1) Лист 1. ФРО "Кан посювний" 400/505.

2) Лист 2 ф. А4 "Візок машини" 125/405

3) Лист 3 ф. А2+3, Механізм процесування візка

4) Лист 4 ф. А1, Голова шийона А-400/505

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1)	Наровицький П. М.		
2)	Наровицький П. М.		
3)	Наровицький П. М.		
4)	Наровицький П. М.		

7. Дата видачі завдання «22» 01 2024 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Розрахунок механізму головного підйому	15.10.2023	
2	Розрахунок механізму допоміжного підйому	30.10.2023	
3	Розрахунок механізму переміщення ванта	17.11.2023	
4	Розрахунок механізму переміщення крана	4.12.2023	

Студент

(підпис)

Круглов З.П.
(прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)

(підпис)

Наровицький П. М.
(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

Реферат

Вступ

1. Розрахунок механізму головного підйому	
1.1. Вибір схеми та кратності поліспасти	
1.2. Вибір вантажного каната	
1.3. Розрахунок блоків та барабана	
1.3.1. Мінімально допустимі діаметри блоків та барабана	
1.3.2. Розміри барабана	
1.3.3. Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана	0
1.4. Розрахунок елементів підвіски	
1.4.1. Вибір гаку	1
1.5. Розрахунок потужності двигуна, його вибір	
1.6. Вибір редуктора	2
1.7. Вибір гальм	
1.8. Вибір муфти	2
1.9. Перевірка електродвигуна за нагрівом та часом розгону.	
1.9.1. Перевірка двигуна за нагрівом.	2
1.9.2. Перевірка двигуна за часом розгону.	
2. Розрахунок механізму допоміжного підйому	3
2.1. Вибір схеми та кратності поліспасти	
2.2. Вибір вантажного каната	4
2.3. Розрахунок блоків та барабана	
2.3.1. Мінімально допустимі діаметри блоків та барабана	4
2.3.2. Розміри барабана	
2.3.3. Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана	5
2.4. Розрахунок елементів підвіски	
2.4.1. Вибір гаку	5
2.5. Розрахунок потужності двигуна, його вибір	
2.6. Вибір редуктора	5

2.7. Вибір гальм	
2.8. Вибір муфт	7
2.9. Перевірка електродвигуна за нагрівом та часом розгону.	
2.9.1. Перевірка двигуна за нагрівом.	7
2.9.2. Перевірка двигуна за часом розгону	
3. . Розрахунок механізму пересування візка.	7
3.1 Вибір схеми механізму пересування візка.	
3.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса	8
3.3. Вибір ходових коліс	
3.4. Опір пересуванню візка	8
3.5 Визначення потужності двигуна, його вибір	
3.6 Вибір редуктора	9
3.7 Вибір муфт	
3.8 Вибір гальм	0
3.9 Перевірка двигуна за часом розгону	
3.10 Перевірка за запасом зчеплення коліс з рейкою.	1
4. Розрахунок механізму пересування крана.	
4.1 Вибір схеми механізму пересування крана.	1
4.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса	
4.3. Вибір ходових коліс	3
4.4. Опір пересуванню крана	
4.5 Визначення потужності двигуна, його вибір	5
4.6 Вибір редуктора	
4.7 Вибір муфт	5
4.8 Вибір гальм	
4.9 Перевірка двигуна за часом розгону	6
4.10 Перевірка за запасом зчеплення коліс з рейкою.	
5 Охорона праці	7
5.1 Заходи по забезпеченню безпеки	
5.2 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці	7
5.3 Заходи з пожежної безпеки	

5.4 Розрахунок кількості тепла від нагрівальної печі	7
6 Розрахунок економічного ефекту від модернізації крану	
Заключення	9
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	
	9
	9
	0
	0
	1
	2
	3
	3
	5
	6
	7
	7
	8
	8

8

9

0

1

2

4

4

6

6

9

2

3

5

8

9

РЕФЕРАТ

ПЗ: 59 ст. , 8 рис. ,21 табл. , 9 джерел.

Об'єкт дослідження – мостовий кран.

Мета роботи – розрахувати приводи мостового крану, розглянути можливі

варіанти щодо його модернізації.

Проектний кран працює в машинному залі гідроелектростанції для обслуговування технологічного обладнання. Є пропозиція встановити на візку механізм допоміжного підйому обслуговування та ремонту обладнання.

В результаті проведених розрахунків та аналізу даних була перевірена економічна доцільність проведення модернізації та встановлення додаткового механізму. Економічний розрахунок підтвердив доцільність модернізації крана.

**КРАН, КАНАТ, БЛОК, БАРАБАН, ТРАВЕРСА, ПІДШИПНИК,
ДВИГУН, РЕДУКТОР, ГАЛЬМА, МУФТА, ВІЗОК**

ВСТУП

Кран мостовий вантажопідйомністю 400/50 т використовується для обслуговування машинного залу гідроелектростанції.

Металоконструкція крана - це зварна конструкція коробчатого типу. На металоконструкцію крана встановлюємо механізм пересування крану.

На головних прольотних балках рухається візок крану на якому розташовані механізм підйому і механізм пересування візка. Механізм підйому складається з двох канатних барабанів, двох редукторів на кожний барабан, двигуна, двох гальм. Барабани з двома нарізками кожний (правої та лівої). Крутний момент кожному барабану передається від одного електродвигуна за допомогою двох трансмісійних валів, муфт через редуктори. Механізм головного підйому обладнаний двома гальмами.

Механізмом пересування візка складається з двигуна, який передає крутний момент через муфту на редуктор на другий редуктор, а з редуктора через вали на колеса візка. Для гальмування візка встановлюємо гальмо між двигуном та редуктором.

Механізм пересування крана складається з чотирьох роздільних приводів та восьми ходових коліс. Чотири колеса являються приводними. Привод механізму пересування складається з електродвигуна, вертикального та циліндричного редукторів і гальм. В механізмах крана використовуються колодкові гальма, що забезпечує плавне гальмування.

На крані встановлено кінцеві вимикачі для обмеження висоти при підйомі та опусканні вантажу, для обмежування пересування крана, для площадок, блокування люка при виході на мост крана.

Таблиця 1. Технічна характеристика мостового крану

Параметр крану	
Вантажопідйомність механізму підйому, т:	
головного	400
допоміжного	50
Проліт, м	22,2
Висота підйому, м:	
головного	20
допоміжного	28
Режим роботи механізму:	
головного підйому	легкий (3М)
допоміжного підйому	легкий (3М)
пересування візка	легкий (3М)
пересування крану	легкий (3М)
Швидкість підйому, м/с:	
головного	0,0205
допоміжного	0,154
Швидкість пересування, м/с:	
крану	0,318
візка	0,168
Вага крану, т	243,7
Род тока	Змінний, 460В

1. Розрахунок механізму головного підйому

1.1. Вибір схеми та кратності поліспада.

За вантажопідйомністю крана $Q=400\text{т}$ та конструкцією приймаємо поліспаст кратністю $i_{\text{п}}=10$.

Визначаємо ККД поліспада

$$\eta_{\text{п}} = (1 + \eta + \dots + \eta^{i_{\text{п}}-1}) / i_{\text{п}} =$$

$$= (1 + 0,98 + 0,98^2 + 0,98^3 + 0,98^4 + 0,98^5 + 0,98^6 + 0,98^7 + 0,98^8 + 0,98^9) / 10 = 0,91$$

де $\eta = 0,98$ – ККД блока, що враховує витрати потужності на тертя в підшипниках кочення та жорсткість каната;

$i_{\text{п}} = 10$ – кратність поліспаду.

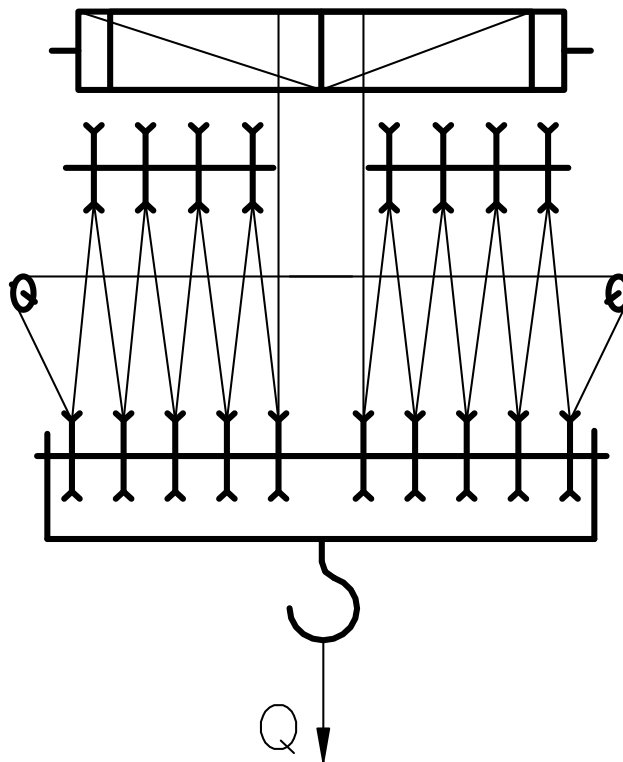


Рисунок 1.1. Схема запасовки механізму головного підйому.

1.2. Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами Держгірпромнагляд канат вибираємо за розривним зусиллям: $F_{\text{розр}} = Z_p \times F_{\text{max}} \leq [F]_{\text{гост}}$,

де Z_p – коефіцієнт використання каната; $Z_p = 4,5$ – для групи режиму

роботи 3М [9. ст.32, таб.];

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

$$F_{\max} = 10^4 \times (Q + G_{\Pi}) / a \times i_{\Pi} \times \eta_{\Pi} \times \eta^m = 10^4 \times (400+9) / 2 \times 10 \times 0,91 \times 0,98^2 = 233991 \text{ Н} = 234 \text{ кН}.$$

де Q – номінальна маса вантажу;

$$Q = 400 \text{ т};$$

a – кількість гілок каната, які намотуються на барабан;

$$a = 2 \text{ [рис. 1.1];}$$

m – кількість відхиляючих блоків; $m = 2$;

G_{Π} - маса гакової підвіски; приймаємо: $G_{\Pi} = 9 \text{ т}$.

$$F_{\text{розр}} = 4,5 \times 234 = 1053 \text{ кН}.$$

Обираємо сталевий канат подвійної звивки типу ЛК-РО конструкції 6×36+1 о. с. за ГОСТ 7668-80, з умовним позначенням:

Канат 46,5 –Г– ВК–С–Н– 1764 ГОСТ 7668-80.

Таблиця 1.2 - Характеристика каната [7, ст. 454, приложение III]

Параметр	Значення
Діаметр каната, мм	46,5
Маркувальна група, МПа	1764
Розрахункова площа перерізу, мм ²	848,08
Розрахункова вага 1000 м каната, кг	8370
Розривне зусилля, кН	1180

1.3. Розрахунок блоків та барабана

1.3.1. Мінімально допустимий діаметр блоків та барабана по середній лінії навитого канату

$$D_{\min} = h \times d_k,$$

де d_k - діаметр канату; $d_k = 46.5 \text{ мм}$;

h - коефіцієнт, який залежить від групи режиму роботи [9. ст.32, таб.4];

$h_1 = 18$ – для барабана;

$h_2=20$ — для блока;

$h_3=14$ — для відхиляючого блока;

$D_{\min \delta} = 18 \times 46.5 = 837$ мм, приймаємо: **$D_{\delta} = 1450$ мм,**

$D_{\min \text{ бл}} = 20 \times 46.5 = 930$ мм, приймаємо: **$D_{\text{бл}} = 550$ мм,**

$D_{\min \text{ від бл}} = 14 \times 46.5 = 651$ мм, приймаємо: **$D_{\text{бл}} = 550$ мм.**

1.3.2 Розміри барабана

Визначаємо число витків нарізки на барабані з урахуванням 1,5 витка запасних та 3 витків, що необхідні для кріплення каната.

$$Z = (H \times i_n) / (\pi \times D) + (4 \dots 4,5) = (20 \times 10) / (3.14 \times 1.45) + (4 \dots 4,5) = 47,9 \dots 48,4$$

Приймаємо: $Z = 48$.

Довжина нарізки на барабані :

$$l = Z \times p = 48 \times 51,5 = 2472 \text{ мм.}$$

де p – крок каната на барабані;

$$p > 1,1 \times d_k = 1,1 \times 46.5 = 51,1 \text{ мм.}$$

Приймаємо $p = 51.5$ мм.

Довжину барабана визначимо конструктивно.

Товщину стінки сталевого барабана визначаємо за формулою $\delta = 1,2 \times d_k = 1,2 \times 46,5 = 55,8$ мм . З умов технології виготовлення відлитих барабанів приймаємо $\delta_{\delta} = 55$ мм .

Стінки барабану перевіряємо по напруженню стиску

$$\sigma_{\text{ст}} = F_{\max} / \delta \times p \leq [\sigma]_{\text{ст}}$$

Напруження стиску

$$\sigma_{\text{ст}} = 234 / 0,055 \times 0,0515 = 82,6 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{ст}} = 120 \text{ МПа}$$

де $[\sigma]_{\text{ст}}$ – допустиме напруження стиску (для барабана зі сталі 25Л, $[\sigma]_{\text{ст}} = 120$ МПа).

1.3.3. Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Для кріплення каната до барабана використовуємо нормалізовані планки з отворами Ø44 мм для гвинтів М42 [11]. Матеріал гвинтів – сталь 35, з допустимим напруженням розтягу $[\sigma]_p = 60$ МПа, що дозволяє не враховувати згин, концентрацію напружень і таке інше.

Зусилля, що діє на канат в місці кріплення

$$F_k = F_{\max} / e^{f \times \alpha} = 234 / e^{0.16 \times 3\pi} = 52,5 \text{ кН},$$

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

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

$\alpha = 3\pi$ – (1,5 витка) – кут охоплення барабана незмотуємими гілками, прийнятий за правилами Держгірпромнагляд.

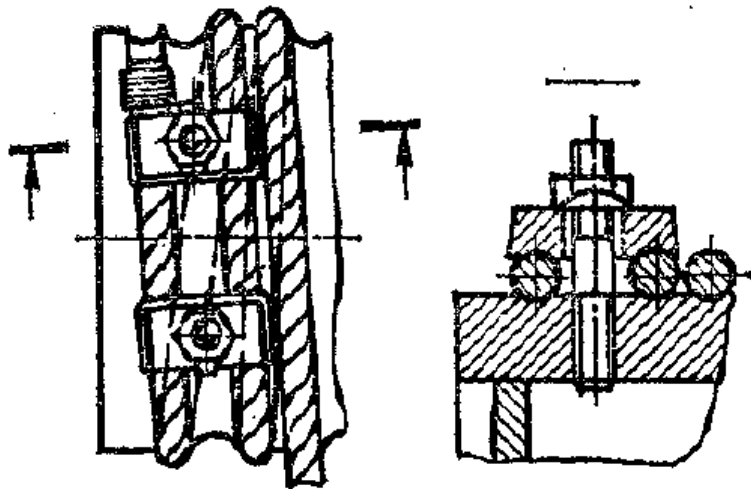


Рисунок.1.2. Кріплення каната до барабана за допомогою накладок.

Необхідне число болтів кріплення канату

$$Z = (3 \times F_k) / (d_1^2 \times [\sigma]_p) = (3 \times 12530) / (0.019491^2 \times 50 \times 10^6) = 1,97$$

де $d_1 = 19,491$ мм – внутрішній діаметр різьби болта М24;

Приймаємо: $Z = 2$.

1.4. Розрахунок елементів підвіски

1.4.1. Вибір гаку

Гак обираємо за номінальною вантажопідіймальністю $Q=400$ т та групою режиму роботи 3М. Обираємо дворогий пластинчатий гак №7 тип 2, з умовним позначенням: *Гак71-2(ГОСТ 6619-75)*. [1, табл. V.3.4.]

1.5. Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Електродвигун обираємо з каталогу по статичній потужності

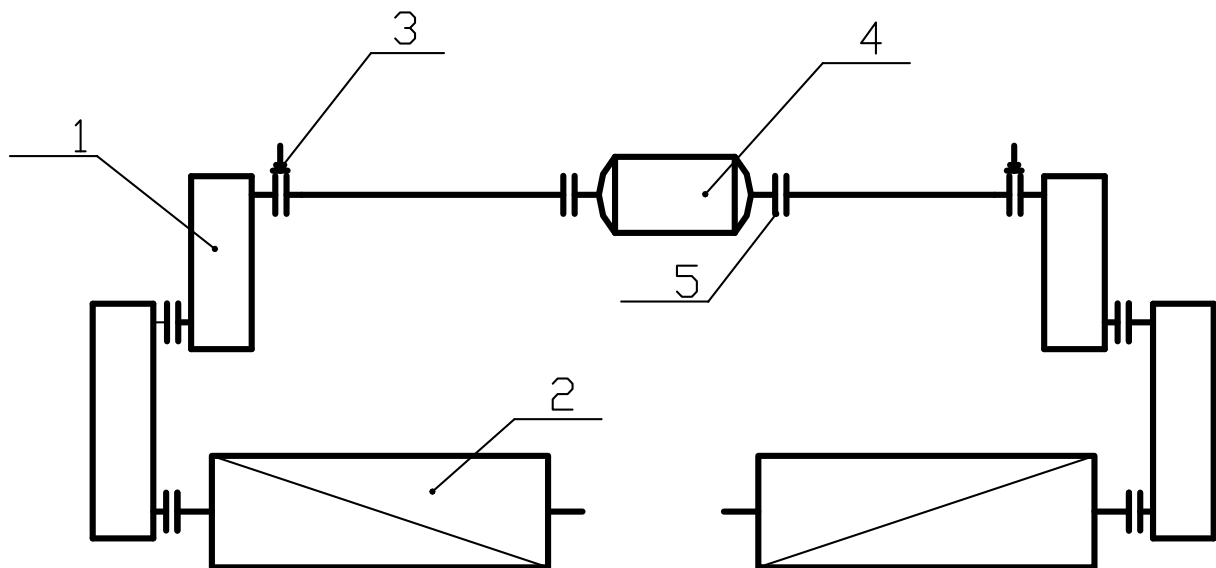
$$P_{ст} = (10 \times Q_{max} \times V_{п}) / \eta_3$$

де $Q_{max} = (Q + G_T) = 409$ т;

$V_{п} = 0,0205$ м/с – швидкість підйому вантажу;

η_3 – загальний ККД механізму підйому,

$\eta_3 = \eta_{п} \cdot \eta_{б} \cdot \eta_p^2 \cdot \eta_m^3 = 0,91 \cdot 0,96 \cdot 0,96^2 \cdot 0,98^3 = 0,76$ – ККД, відповідно, поліспасти, барабану, циліндричного редуктора, муфти.



1– редуктор; 2 – барабан; 3 – гальмо; 4 – електродвигун; 5 - муфта.

Рисунок 1.3. Схема механізму підйому

$$P_{ст} = (10 \times 409 \times 0,0205) / 0,76 = 110,3 \text{ кВт.}$$

По каталогу вибираємо двигун типу МЗВР 315 МЛА

Таблиця 1.3. Характеристики двигуна.

Параметр	Значення
Потужність P_d , кВт	110
Частота обертання n_d , хв^{-1}	900
Момент інерції ротора I_p , $\text{кг}\times\text{м}^2$	3,3
Максимальний момент $T_{\max}$, $\text{Н}\times\text{м}$	4560
Маса двигуна, кг	750

1.6. Вибір редуктора

Необхідне передаточне відношення механізму:

$$i_p = n_d / n_6 = 900 / 2,7 = 334$$

$$\text{де } n_6 = 60 \times V_{\pi} \times i_{\pi} / \pi \times D = 60 \times 0.0205 \times 10 / 3.14 \times 1,45 = 2.7 \text{ хв}^{-1}$$

Вибираємо перший редуктор циліндричний Ц2-350, з передаточним числом $i_p = 8,32$, потужність, що передається – 132 кВт при $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ швидкохідного вала і другий редуктор циліндричний Ц2-1000, з передаточним числом $i_p = 41,34$, потужність, що передається – 168 кВт при $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ швидкохідного вала.

Загальне передаточне число приводу

$$i_p = i_1 \times i_2 = 8,32 \times 41,34 = 343,95$$

Фактична швидкість підйому

$$V_{\phi} = (\pi \times D_6 \times n_d) / (60 \times i_{\pi} \times i_p) = (3.14 \times 1,45 \times 900) / (60 \times 10 \times 343,95) = 0,02 \text{ м/с}$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V = [|V_{\pi} - V_{\phi}| / V_{\pi}] \times 100\% = [|0.0205 - 0.02| / 0.0205] \times 100\% = 2,4\% \leq [\Delta V] = \pm 5\%,$$

що допустимо.

1.7. Вибір гальм

Необхідний гальмівний момент

$$T_{\Gamma} = (10^4 \times Q_{\max} \times D_6 \times \eta_3 \times k_{\Gamma}) / (2 \times i_{\Pi} \times i_p) = (10^4 \times 409 \times 1,45 \times 0,76 \times 1,25) / (2 \times 10 \times 343,95) = 1119 \text{ Н} \times \text{м},$$

де k_{Γ} - коефіцієнт запасу гальмування. дорівнює 1,25 для легкого (3М) режиму роботи.

Гальмівний момент одного гальма:

$$T' = 0,55 \times T_{\Gamma} = 0,55 \times 1119 = 615,45 \text{ Н} \times \text{м}.$$

По гальмівному моменту вибираємо гальмо з гідро штовхачем ТГЕ-400 із гальмівним моментом $T_{\Gamma} = 1100 \text{ Н} \times \text{м}$.

1.8. Вибір муфт

Муфту обираємо по розрахунковому моменту, що передається від двигуна на редуктор:

$$T_{\text{м}} = T_{\text{н}} \times k_1 \times k_2 \leq T_{\text{м. max}}$$

де $T_{\text{н}}$ – номінальний момент, який передається муфтою.

$$T_{\text{н}} = 10^3 \times P_{\text{д}} / \omega_{\text{д}} = 10^3 \times 110 / 94,2 = 1167,7 \text{ Н} \times \text{м}$$

$\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість двигуна;

$$\omega_{\text{д}} = \pi \times n / 30 = 3,14 \times 900 / 30 = 94,2 \text{ с}$$

k_1 – коефіцієнт що враховує ступінь відповідальності механізму. Для механізму підйому $k_1 = 1,8$;

k_2 – коефіцієнт що враховує режим роботи механізму. Для легкого режиму роботи $k_2 = 1,1$;

$$T_{\text{м}} = 1167,7 \times 1,8 \times 1,1 = 2312 \text{ Н} \times \text{м}$$

Вибираємо муфту зубчасту з гальмівним шківом .

Таблиця 1.4. Характеристика муфти [1, додат. XLVII. с.513]

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент, Н×м	5750
Діаметр гальмівного шківa, мм	400
Ширина гальмівного шківa, мм	185
Маса муфти, кг	86.5
Момент інерції муфти, кг×м ²	0,1375

1.9. Перевірка електродвигуна за нагрівом та часом розгону.

1.9.1. Перевірка двигуна за нагрівом.

Еквівалентна потужність електродвигуна, яка не допускає перегріву обмоток

$$P_e = K_{25} \times \gamma \times P_{ст} = 0,5 \times 0,86 \times 110,3 = 47,4 \text{ кВт} < P_d = 110 \text{ кВт},$$

де $K_{25} = 0,5$ - для легкого режиму роботи;

$\gamma = 0,86$ - для механізму підйому.

1.9.2. Перевірка двигуна за часом розгону.

Перевірка електродвигуна за часом розгону при підйманні вантажу:

$$t_{п} = [(I_{зв} \times \omega_d) / (T_{п}^{cp} \pm T_{ст})] \leq [t_{п}] = 1 \div 2 \text{ с},$$

де $I_{зв}$ - зведений до валу двигуна момент інерції мас, що рухаються;

$$I_{зв} = \delta \times (I_p + I_m) + m \times D_6^2 / (4 \times i_{п}^2 \times i_p^2 \times \eta_3)$$

де δ – коефіцієнт що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна та муфти. $\delta = 1,2$.

I_p, I_m – відповідно, моменти інерції ротора двигуна та гальмівного шківа (муфти).

$$I_{зв} = 1,2 \times (3,3 + 0,1375) + (409000 \times 1,45^2) / (4 \times 10^2 \times 343,95^2 \times 0,76) = 4,15 \text{ кг} \times \text{м}^2;$$

m – маса вантажу та траверси;

$$m = Q + G_T = 400000 + 9000 = 409000 \text{ кг};$$

T_n^{cp} – середньопусковий момент електродвигуна;

$$T_n^{cp} = \psi \times T_n = 1,6 \times 1167,7 = 1868 \text{ Н} \times \text{м}$$

$\psi = 1,6$ – середня кратність пускового моменту для двигунів трифазного струму;

$T_{ст}$ – момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажу:

$$T_{ст} = 10^4 \times (Q + G_T) \times D_6 / (2 \times i_n \times i_p \times \eta_o) = 10^4 \times (400 + 9) \times 1,45 / (2 \times 10 \times 343,95 \times 0,76) = 1134,4 \text{ Н} \times \text{м}.$$

$$t_{пн} = (4,15 \times 94,2) / (1868 - 1134,4) = 0,53 \text{ с} < [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с}$$

$$t_{по} = (4,15 \times 94,2) / (1868 + 1134,4) = 0,13 \text{ с} < [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с}$$

Вимога до часу пуску двигуна виконується.

2. Розрахунок механізму допоміжного підймання вантажу

2.1. Вибір схеми та кратності поліспада.

За вантажопідйомністю крана $Q=50\text{т}$ приймаємо поліспаст кратністю $i_{\text{п}}=4$.

Визначаємо ККД поліспада

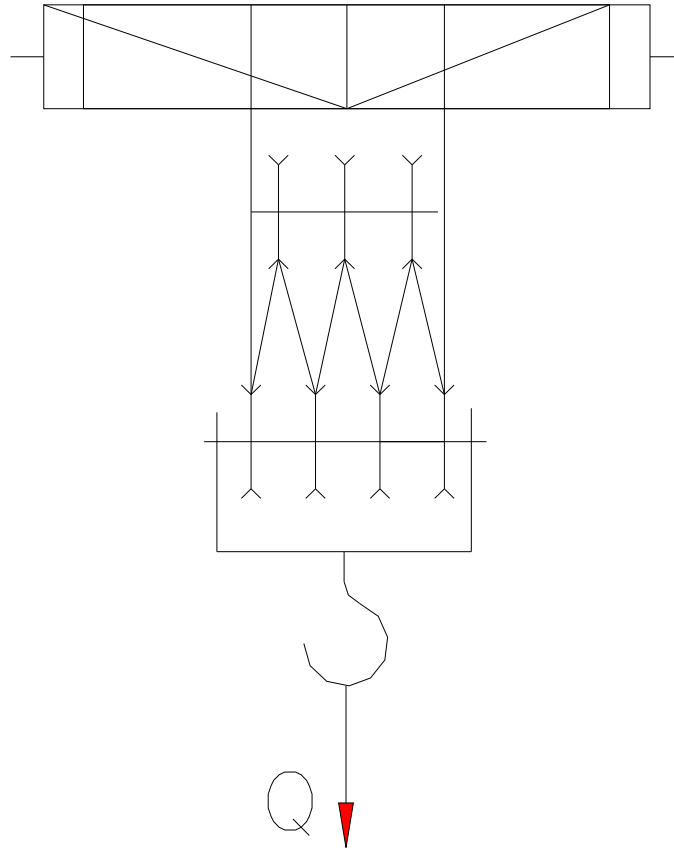


Рисунок 2.1. Схема запасовки механізму головного підйому.

$$\eta_{\text{п}} = (1 + \eta + \dots + \eta^{i_{\text{п}}-1}) / i_{\text{п}} = (1 + 0,98 + 0,98^2 + 0,98^3) / 4 = 0,97$$

де $\eta = 0,98$ – ККД блока, що враховує витрати потужності на тертя в підшипниках кочення та жорсткість каната;

$i_{\text{п}} = 4$ – кратність поліспаду.

2.2. Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами Держнаглядохоронпраці канат вибираємо за розривним зусиллям: $F_{\text{розр}} = Z_p \times F_{\text{max}} \leq [F]_{\text{гост}}$,

де Z_p – коефіцієнт використання каната; $Z_p = 4,5$ – для групи режиму

роботи 3М [7. ст.56, таб.11];

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

$$F_{\max} = (10^4 \times (Q + G_{\text{п}})) / (a \times i_{\text{п}} \times \eta_{\text{п}} \times \eta^{\text{м}}) = (10^4 \times (50 + 1,4)) / (2 \times 4 \times 0,97 \times 0,97^3) = 72573,8 \text{ Н} = 72,6 \text{ кН}.$$

де Q – номінальна маса вантажу;

$$Q = 50 \text{ т};$$

a – кількість гілок каната, які намотуються на барабан;

$$a = 2 \text{ [рис. 2.1];}$$

m – кількість відхиляючих блоків; $m = 3$;

$G_{\text{п}}$ - маса підвіски; приймаємо: $G_{\text{п}} = 1,4 \text{ т}.$

$$F_{\text{розр}} = 4,5 \times 72,6 = 326,7 \text{ кН}.$$

Обираємо сталевий канат подвійної звивки типу ЛК-Р0 конструкції 6×36(1+6+6/6)+1 о. с. за ГОСТ 7668-80, з умовним позначенням:

Канат 25,5 –Г– ВК–С–Н– 1764 ГОСТ 7668-80.

Таблиця 2.1 - Характеристика каната [1, ст. 246, таб. V. 2.3]

Параметр	Значення
Діаметр каната, мм	25,5
Маркувальна група, МПа	1764
Розрахункова площа перерізу, мм	252,46
Розрахункова вага 1000 м каната, кг	2495
Розрахункове розривне зусилля, кН	352,5

2.3. Розрахунок блоків та барабана

2.3.1. Мінімально допустимий діаметр блоків та барабана по середній лінії навитого каната

$$D_{\min} = h \times d_{\text{к}},$$

де $d_{\text{к}}$ - діаметр каната; $d_{\text{к}} = 25,5 \text{ мм};$

h - коефіцієнт, який залежить від групи режиму роботи [3, ст.11, таб.4,2];

$h_1 = 18$ – для барабана;

$h_2 = 20$ – для блока;

$D_{\min \delta} = 18 \times 25,5 = 459$ мм, приймаємо: **$D_{\delta} = 800$ мм,**

$D_{\min \text{ бл}} = 20 \times 25,5 = 510$ мм, приймаємо: **$D_{\text{бл}} = 600$ мм,**

2.3.2 Розміри барабана

Визначаємо число витків нарізки на барабані з урахуванням 1,5 витка запасних та 3 витків, що необхідні для кріплення каната.

$$Z = (H \times i_n) / (\pi \times D) + (4 \dots 4,5) = (28 \times 4) / (3.14 \times 0,8) + (4 \dots 4,5) = 32,5 \dots 33$$

Приймаємо: $Z = 33$.

Довжина нарізки на барабані :

$$l = Z \times p = 33 \times 28,5 = 940,5 \text{ мм.}$$

де p – крок каната на барабані;

$$p > 1,1 \times d_k = 1,1 \times 25,5 = 28,1 \text{ мм.}$$

Приймаємо $p = 28,5$ мм.

Загальна довжина барабана при зведеному поліспасти:

$$L_{\delta} = 2 \times l + 2 \times b + c = 2 \times 940,5 + 2 \times 76,5 + 180 = 2214 \text{ мм,}$$

де $b = 3 \times p = 76,5$ мм – довжина гладкої частини на кінцях барабану;

c – довжина гладкої частини барабана між нарізками, приймаємо $c = 180$ мм.

Товщину стінки сталевго барабана визначаємо за формулою $\delta = 1,2 \times d_k = 1,2 \times 25,5 = 30,6$ мм . З умов технології виготовлення литих барабанів приймаємо $\delta_{\delta} = 35$ мм .

Стінки барабану перевіряємо по напруженню стиску

$$\sigma_{\text{ст}} = F_{\text{max}} / \delta \times p \leq [\sigma]_{\text{ст}}$$

Напруження стиску

$$\sigma_{\text{ст}} = 72,6 / 0,035 \times 0,0285 = 72,8 \text{ МПа} < [\sigma]_{\text{ст}} = 120 \text{ МПа}$$

де $[\sigma]_{\text{ст}}$ – допустиме напруження стиску (для барабана зі сталі 25Л, 35Л і 40ГЛ $[\sigma]_{\text{ст}} = 120$ МПа).

2.3.3. Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Для кріплення каната до барабана використовуємо нормалізовані планки з отворами $\varnothing 38$ мм для гвинтів М24 [11]. Матеріал гвинтів – сталь 45, з допустимим напруженням розтягу $[\sigma]_p = 60$ МПа, що дозволяє не враховувати згин, концентрацію напружень і таке інше.

Зусилля, що діє на канат в місці кріплення

$$F_k = F_{\text{max}} / e^{f \times \alpha} = 103 / e^{0.16 \times 3\pi} = 16,14 \text{ кН},$$

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

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

$\alpha = 3\pi$ – (1,5 витка) – кут охоплення барабана незмотуємими гілками, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

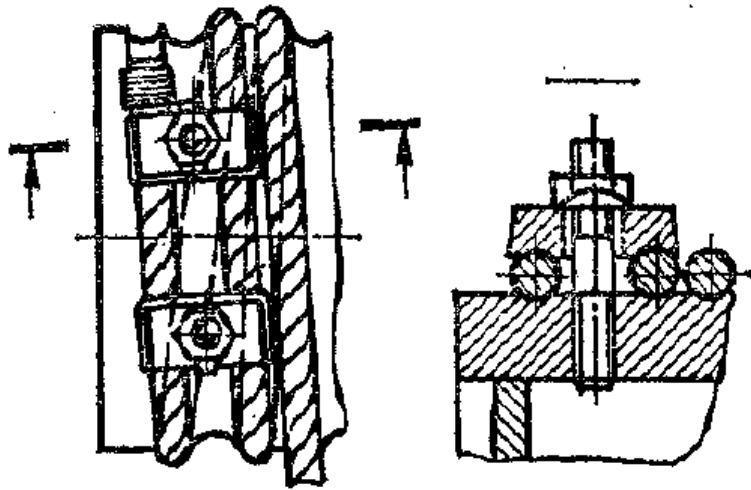


Рисунок.2.2. Кріплення каната до барабана за допомогою накладок.

Необхідне число болтів кріплення канату

$$Z = (3 \times F_k) / (d_1^2 \times [\sigma]_p) = (3 \times 16140) / (0.020752^2 \times 50 \times 10^6) = 2,25$$

де $d_1 = 20,752$ мм – внутрішній діаметр різьби болта М24;

Приймаємо: $Z = 3$.

2.4. Розрахунок елементів підвіски

2.4.1. Вибір гаку

Гак обираємо за номінальною вантажопідіймальністю $Q=50$ т та групою режиму роботи 3М. Обираємо заготовку однорогового гаку №23 тип А, з умовним позначенням:

Заготовка гака 23А-1 ГОСТ 6627-74.

Таблиця 2.2. Параметри заготовки [7, ст.460, дод. VI]

Параметр	Значення	Параметр	Значення
D, мм	240	l_1 , мм	150
S, мм	180	l , мм	330
d, мм	Трап 120x16	L, мм	730
d_1 , мм	140	Маса, кг	262

Висота гакової гайки повинна приблизно дорівнювати довжині l_1 різьби хвостовика гака; зовнішній діаметр гайки приймаємо рівним зовнішньому діаметру упорного підшипника. Остаточні розміри гакової гайки визначаються ескізним компонованням підвіски.

Упорний підшипник вибираємо за діаметром шийки гака d_1 та статичною вантажопідіймальністю C_0 .

Статична вантажопідіймальність

$$C_0 = 1,2 \times 10^4 \times G_{\max} = 1,2 \times 10^4 \times 51,4 = 616800 \text{ Н},$$

де $G_{\max} = (G + G_{\text{п}}) = (50 + 1,4) = 51,4 \text{ т}.$

Підбираємо підшипник кульковий упорний одинарний **№8328 ГОСТ 6874-75** середньої серії, діаметрів 1.[5, таб.2.5, с.53]

Таблиця 2.3. Характеристика підшипника

Умовне позначення	d, мм	D, мм	H, мм	r, мм	C, Н	C_0 , Н	Маса, кг
8328	140	230	78	3,5	31200	96400	14,2

2.5.2. Траверса підвіски

Матеріал - Сталь 40, $\sigma_B=580$ МПа; $\sigma_T=410$ МПа; $\sigma_{-1}=230$ МПа.

Розрахункова відстань $A_{ск}$ між опорами блока та поперечини

$$A_{ск} = 1,4 \times B + \sqrt{D_{бл}} \times i_{п} \times a = 1,4 \times 245 + \sqrt{600} \times 4 \times 2 = 412 \text{ мм},$$

де B - ширина траверси, необхідна з умови розміщення упорного підшипника № 8328;

$B = D + 15 = 230 + 15 = 245$ мм, де D – зовнішній діаметр упорного підшипника; $D = 230$ мм [табл. 2.4]

Діаметр отвору в траверсі для проходу шийки гака $d_o = d_1 + (2...5)$ $d_o = 140 + (2...5) = 142...145$ мм. Приймаємо: $d_o = 145$ мм..

Згинаючий момент в середньому перерізі

$$M = 10^4 \times Q_{\max} \times A_{ск} / 4 = 10^4 \times 51,4 \times 0,412 / 4 = 52942 \text{ Н} \times \text{м}$$

Мінімальна висота траверси

$$H = \sqrt{(6 \times M \times 10^3) / ((B - d_o) \times [\sigma]_{зг})} = \sqrt{(6 \times 52942 \times 10^3) / ((245 - 145) \times 100)} = 178 \text{ мм}$$

Де $[\sigma]_{зг}$ – допустиме напруження згину для сталі 40; $[\sigma]_{зг} = 100$ Мпа.

Приймаємо: $H = 180$ мм, $H_o = 190$ мм .

Мінімальний діаметр цапфи траверси розраховуємо за напруженням згину

$$d_{ц} = 10 \times \sqrt[3]{M_1 / (0,1 \times [\sigma]_{зг})}$$

де $M_1 = F_{\max} \times B_{бл} \times 10^{-3}$ – згинаючий момент у небезпечному перерізі;

Допустиме напруження згину для сталі 40; $[\sigma]_{зг} = 100$ Мпа.

$$B_{бл} = 4 \times \sqrt{D_{бл}} = 4 \times \sqrt{600} = 98 \text{ мм} - \text{ширина блока};$$

$$M_1 = 72,6 \times 98 \times 10^{-3} = 7115 \text{ Н} \times \text{м}$$

$$d_{ц} = 10 \times \sqrt[3]{7115 / (0,1 \times 100)} = 89,4 \text{ мм}$$

Отриманий розмір округлюємо до числа, кратного п'яти.

Приймаємо діаметр вісі $d_{ц} = 90$ мм.

Розраховану висоту траверси уточнюємо виходячи з рекомендацій $H_o \geq d_{ц}$.

2.5.3 Підшипники блоку підвіски (по два у кожному блоці) вибираємо за діаметром цапфи траверси та динамічною вантажопідіймальністю.

$$C = P_e \times \sqrt[3]{(60 \times n_{\text{бл}} \times L_h) / 10^6} \leq [C]_{\text{п}}$$

де P_e – зведене еквівалентне навантаження на один підшипник;

$$P_e = 1.2 \times F_{\text{max}} \times k_T \times k_H \times V \times k_{\delta} = 1.2 \times 72,6 \times 1 \times 0.55 \times 1.35 \times 1.2 = 77,6 \text{ кН}$$

де $k_T = 1$ [10] – коефіцієнт температури, при роботі з температурою $t \leq 100^\circ\text{C}$;

$k_H = 0,55$ [2] – коефіцієнт навантаження для легкого режиму роботи ;

$V = 1,35$ – коефіцієнт кільця, при обертанні зовнішнього кільця підшипника;

$k_{\delta} = 1,2$ – коефіцієнт безпеки для механізму підймання.

$n_{\text{бл}}$ – частота обертання блока;

$$n_{\text{бл}} = (60 \times V_{\text{п}} \times (i_{\text{п}} - 1)) / (\pi \times D_{\text{бл}}) = (60 \times 0.154 \times 3) / (3.14 \times 0.8) = 11,04 \text{ хв}^{-1}$$

де $V_{\text{п}} = 0,154 \text{ м/с}$ – швидкість підймання вантажу.

$L_h = 1000$ годин – ресурс служби підшипника при легкому режимі роботи.

$$C = 77,6 \times \sqrt[3]{(60 \times 11,04 \times 1000) / 10^6} = 67,6 \text{ кН.}$$

По динамічній вантажопідйомності та діаметру цапфи обираємо підшипники кулькові радіальні однорядні №318 ГОСТ 8338-75 легкої серії.

Таблиця 2.4. Характеристика підшипника [7, ст. 473, пролож. XIII]

Умовне позначення	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	C, Н	C ₀ , Н	Маса, кг
318	90	190	43	4	112000	101000	5,1

2.5. Розрахунок потужності двигуна, його вибір

Електродвигун обираємо з каталогу по статичній потужності

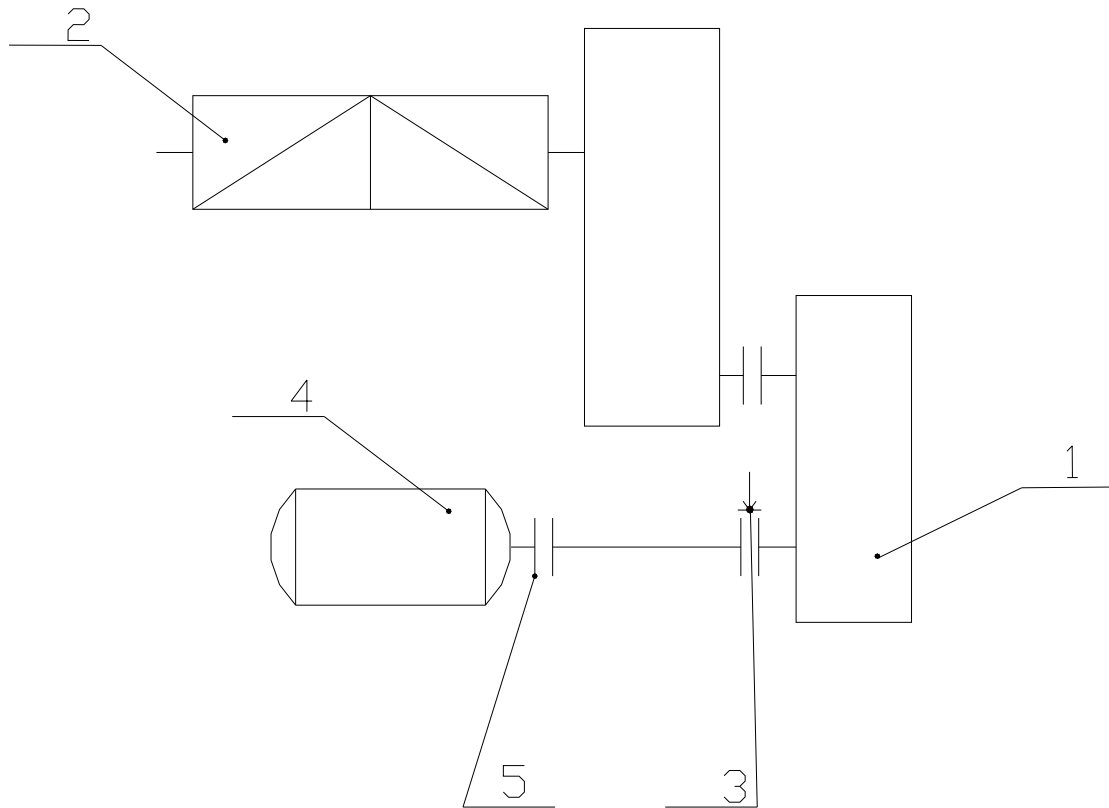
$$P_{\text{ст}} = (10 \times Q_{\text{max}} \times V_{\text{п}}) / \eta_{\text{з}}$$

де $Q_{\text{max}} = (Q + G_{\text{п}}) = 51,4 \text{ т}$;

$V_{\text{п}} = 0,154 \text{ м/с}$ – швидкість підйому вантажу;

η_3 – загальний ККД механізму підйому,

$\eta_3 = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{р}}^2 \cdot \eta_{\text{м}}^3 = 0,97 \cdot 0,96 \cdot 0,96^2 \cdot 0,98^3 = 0,81$ - ККД відповідно поліспасти, барабану, циліндричного редуктора, муфти



1– редуктор; 2 – барабан; 3 – гальмо; 4 – електродвигун; 5– муфта.

Рисунок 2.3. Схема механізму підйому

$$P_{\text{ст}} = (10 \times 51,4 \times 0,154) / 0,81 = 97,7 \text{ кВт.}$$

По каталогу вибираємо двигун типу KU1F 315 MY8.

Таблиця 2.5. Характеристики двигуна.

Параметр	Значення
Потужність $P_{\text{д}}$, кВт	110
Частота обертання $n_{\text{д}}$, хв^{-1}	900
Момент інерції ротора $I_{\text{р}}$, $\text{кг} \times \text{м}^2$	3.175
Максимальний момент T_{max} , $\text{Н} \times \text{м}$	4560
Маса двигуна, кг	706

2.6. Вибір редукторів

Необхідне передаточне відношення механізму:

$$i_p = n_d / n_6 = 900 / 14,7 = 61,2$$

$$\text{де } n_6 = 60 \times V_{\pi} \times i_{\pi} / \pi \times D = 60 \times 0,154 \times 4 / 3,14 \times 0,8 = 14,7 \text{ хв}^{-1}$$

Вибираємо перший редуктор циліндричний 1ЦУ-250, з передаточним числом $i_1 = 3,15$, потужність, що передається – 125,5 кВт при $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ швидкохідного вала.

Вибираємо другий редуктор циліндричний Ц2-750, з передаточним числом $i_2 = 19,88$, потужність, що передається – 132 кВт при $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ швидкохідного вала.

Загальне передаточне число приводу:

$$i_p = i_1 \times i_2 = 3,15 \times 19,88 = 62,62$$

Фактична швидкість підйому

$$V_{\phi} = (\pi \times D_6 \times n_d) / (60 \times i_{\pi} \times i_p) = (3,14 \times 0,8 \times 900) / (60 \times 4 \times 62,62) = 0,151 \text{ м/с}$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V = [|V_{\pi} - V_{\phi}| / V_{\pi}] \times 100\% = [|0,154 - 0,151| / 0,154] \times 100\% = 2\% \leq [\Delta V] = \pm 5\%,$$

що допустимо.

2.7. Вибір гальм

Необхідний гальмівний момент

$$T_r = (10^4 \times Q_{\max} \times D_6 \times \eta_z \times k_r) / (2 \times i_{\pi} \times i_p) = (10^4 \times 51,4 \times 0,8 \times 0,81 \times 1,5) / (2 \times 4 \times 62,62) = 997,3 \text{ Н} \times \text{м},$$

де k_r - коефіцієнт запасу гальмування. дорівнює 1,5 для легкого (3М) режиму роботи.

По гальмівному моменту вибираємо гальмо з гідро штовхачем ТГЕ-400 із гальмівним моментом $T_{\Gamma} = 1100 \text{ Н}\times\text{м}$.

2.8. Вибір муфти

Муфту обираємо по розрахунковому моменту, що передається від двигуна на редуктор:

$$T_{\text{м}} = T_{\text{н}} \times k_1 \times k_2 \leq T_{\text{м. max}}$$

де $T_{\text{н}}$ – номінальний момент, який передається муфтою.

$$T_{\text{н}} = 10^3 \times P_{\text{д}} / \omega_{\text{д}} = 10^3 \times 110 / 94,2 = 1167,7 \text{ Н}\times\text{м}$$

$\omega_{\text{д}}$ – кутова швидкість двигуна;

$$\omega_{\text{д}} = \pi \times n / 30 = 3,14 \times 900 / 30 = 94,2 \text{ с}$$

k_1 – коефіцієнт що враховує ступінь відповідальності механізму. Для механізму підйому $k_1 = 1,8$;

k_2 – коефіцієнт що враховує режим роботи механізму. Для легкого режиму роботи $k_2 = 1,1$;

$$T_{\text{м}} = 1167,7 \times 1,8 \times 1,1 = 2312 \text{ Н}\times\text{м}$$

Вибираємо муфту зубчасту з гальмівним шківом .

Таблиця 2.6. Характеристика муфти [1, додат. XLVII. с.513]

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент, Н×м	5750
Діаметр гальмівного шківа, мм	400
Ширина гальмівного шківа, мм	185
Маса муфти, кг	86.5
Момент інерції муфти, кг×м ²	0,1375

2.9. Перевірка електродвигуна за нагрівом та часом розгону.

2.9.1. Перевірка двигуна за нагрівом.

Еквівалентна потужність електродвигуна, яка не допускає перегріву обмоток

$$P_e = K_{25} \times \gamma \times P_{ct} = 0,5 \times 0,86 \times 97,7 = 42,01 \text{ кВт} < P_d = 110 \text{ кВт},$$

де $K_{25} = 0,5$ - для легкого режиму роботи;

$\gamma = 0,86$ - для механізму підйому.

2.9.2. Перевірка двигуна за часом розгону.

Перевірка електродвигуна за часом розгону при підйманні вантажу:

$$t_n = [(I_{зв} \times \omega_d) / (T_n^{cp} \pm T_{ct})] \leq [t_n] = 1 \div 2 \text{ с},$$

де $I_{зв}$ - зведений до валу двигуна момент інерції мас, що рухаються;

$$I_{зв} = \delta \times (I_p + I_m) + m \times D_6^2 / (4 \times i_n^2 \times i_p^2 \times \eta_3)$$

де δ – коефіцієнт що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна та муфти. $\delta = 1,2$.

I_p , I_m – відповідно, моменти інерції ротора двигуна та гальмівної шківів (муфти).

$$I_{зв} = 1,2 \times (3,175 + 0,1375) + (54000 \times 0,8^2) / (4 \times 4^2 \times 62,62^2 \times 0,81) = 3,99 \text{ кг} \times \text{м}^2;$$

T_n^{cp} – середньопусковий момент електродвигуна;

$$T_n^{cp} = \psi \times T_n = 1,6 \times 1167,7 = 1868,3 \text{ Н} \times \text{м}$$

$\psi = 1,6$ – середня кратність пускового моменту для двигунів трифазного струму;

m – маса вантажу та підвіски;

$$m = Q + G_n = 50000 + 4000 = 54000 \text{ кг};$$

T_{ct} – момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажу:

$$T_{\text{сг}} = 10^4 \times (Q + G_{\text{п}}) \times D_6 / (2 \times i_{\text{п}} \times i_{\text{р}} \times \eta_o) = 10^4 \times (50 + 4) \times 0,8 / (2 \times 4 \times 62,62 \times 0,81) = 1064,6 \text{ Н} \times \text{м}.$$

$$t_{\text{п п}} = (3,99 \times 94,2) / (1868,3 - 1064,6) = 0,47 \text{ с} < [t_{\text{п}}] = 1 \dots 2 \text{ с}$$

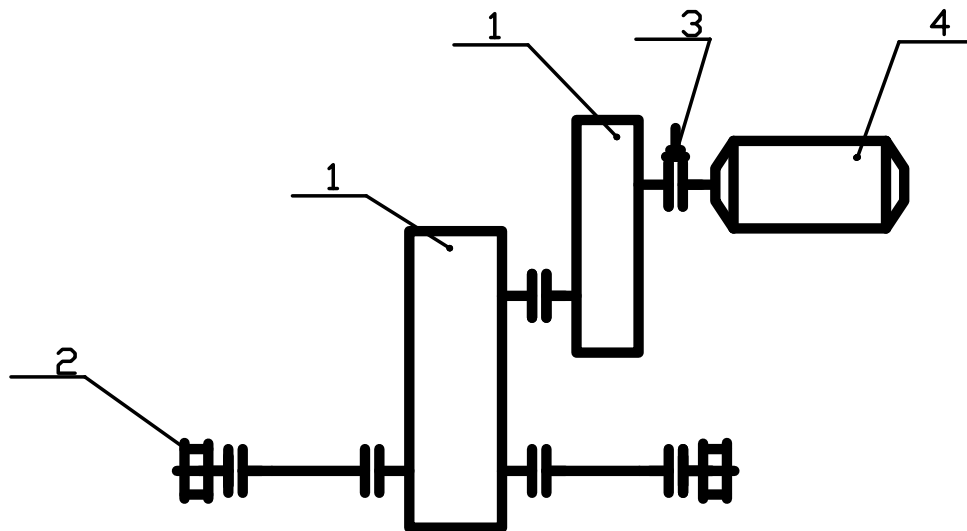
$$t_{\text{п о}} = (3,99 \times 94,2) / (1868,3 + 1064,6) = 0,13 \text{ с} < [t_{\text{п}}] = 1 \dots 2 \text{ с}$$

Вимога до часу пуску двигуна виконується.

3. Розрахунок механізму пересування візка.

3.1 Вибір схеми механізму пересування візка.

Механізм пересування візка виконується за кінематичною схемою (рис.3.1.). Для передачі крутного моменту від двигуна до приводних коліс використовуємо циліндричний 1ЦУ та вертикальний редуктор ВКУ. Вал двигуна з'єднаний з бистрохідним валом редуктора муфтою, на другому кінці вхідного валу встановлено колодкове гальмо з гідроштовхачем.



1– редуктор; 2 – колесо; 3 – гальмо; 4 – електродвигун; 5 – муфта.

Рисунок 3.1. Схема механізму пересування візка

3.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса

Масу візка приймаємо за аналогією з існуючими конструкціями $G_T = 117500 \text{ кг} = 117,5 \text{ т}$

При рівномірному навантаженні на колеса візка максимальне навантаження на колесо:

$$R = 10^4 \times (Q_{\max} + G_T) / 8 = 10^4 \times (409 + 117,5) / 8 = 658,125 \text{ кН}.$$

3.3. Вибір ходових коліс

За урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування та групи режиму роботи механізму обираємо колеса з діаметром 710 мм, для швидкості руху 0,168 м/с, допустиме навантаження 676 кН [7, додаток. ЛІХ, ст.528].

Діаметр цапф валів коліс дорівнює

$$d_o = (0,2...0,3) d_k = (0,2...0,3) \times 710 = 142...213 \text{ мм.}$$

Приймаємо: $d_o = 180 \text{ мм.}$

3.4. Опір пересуванню візка

Максимальний опір пересування візка

$$W = W_{\text{тр}} + W_i + W_y$$

де $W_{\text{тр}}$ – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс з ребордами;

$$W_{\text{тр}} = [10^4 \times (Q + G_T) / D_k] \times (2\mu + f \times d_o) \times K_p,$$

де μ – коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$$\mu = 0,06 \text{ см ;}$$

f – коефіцієнт тертя ковзання;

$$f = 0,015 ;$$

K_p – коефіцієнт тертя реборд з рейками; $K_p = 2$.

$$W_{\text{тр}} = [10^4 \times (400 + 117,5) / 71] \times (2 \times 0,06 + 0,015 \times 18) \times 2 = 28426 \text{ Н}$$

Сила інерції

$$W_i = 10^3 (Q + G_T) \times [a] = 10^3 (400 + 117,5) \times 0,2 = 103500 \text{ Н,}$$

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

Опір від ухилу реєю

$$W_y = 10^3 (Q + G_n) \times [\gamma] = 10^4 (400 + 117,5) \times 0,002 = 10350 \text{ Н,}$$

де $[\gamma]$ - допустиме ухил реєю для візка; $[\gamma] = 0,002$.

$$W = 28426 + 103500 + 10350 = 142276 \text{ Н.}$$

3.5 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування візка

$$P = (W \times V_{\Pi}) / (10^3 \times \eta_3 \times \psi)$$

де W – опір пересуванню візка; $W = 142276 \text{ Н}$;

V_{Π} - швидкість пересування візка; $V_{\Pi} = 0,168 \text{ м/с}$;

η_3 - загальний ккд приводу; $\eta_3 = 0,85$ – ККД механізму з циліндричними редукторами;

ψ – середня кратність пускового моменту двигуна; $\psi = 1,6$ – для трифазних електродвигунів з фазовим ротором.

$$P = (142276 \times 0,168) / (10^3 \times 0,85 \times 1,6) = 17,6 \text{ кВт}$$

За каталогом обираємо двигун , еквівалентна потужність якого, кВт

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

де $P_{\text{екв}} = P_{\text{ст}} \times \gamma \times K_{25} \leq P_{25}$; $P_{\text{ст}}$ – потужність при усталеному русі, кВт;

$$P_{\text{ст}} = W_{\text{тр}} \times V_{\Pi} / (10^3 \times \eta_3) = 28426 \times 0,168 / (1000 \times 0,85) = 5,6 \text{ кВт}$$

$$P_{\text{екв}} = 5,6 \times 1,12 \times 0,75 = 4,7 \text{ кВт}$$

Обираємо двигун типу KU1F, з потужністю $P_{\text{д}} = 11 \text{ кВт}$

Таблиця 3.1. - Характеристика двигуна KU1F 180 L8

Параметр	Значення
Потужність $P_{\text{д}}$, кВт	11
Частота обертання $n_{\text{д}}$, хв ⁻¹	900
Момент інерції ротора $I_{\text{р}}$, кг×м ²	0,115
Максимальний момент T_{max} , Н×м	191
Маса двигуна, кг	120

3.6 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування візка

$$i' = n_d / n_6 = 900 / 4.52 = 199,2$$

$$n_6 = 60 \times V_n / (\pi \times D_k) = 60 \times 0,168 / (3.14 \times 0,71) = 4,52 \text{ хв}^{-1}$$

де n_d – частота обертання вала двигуна, хв^{-1} ;

n_6 – частота обертання колеса, хв^{-1} ;

V_n – швидкість пересування візка, м/с;

D_6 – діаметр колеса, м.

Редуктор механізму пересування вибираємо по розрахунковій потужності, частоті обертання двигуна, передаточному числу i за групою режиму роботи.

Вибираємо перший редуктор циліндричний 1ЦУ-200, з передаточним числом $i_1 = 2$, потужність, що передається – 15,5 кВт при $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ швидкохідного вала.

Вибираємо другий редуктор вертикальний циліндричний ВКУ-765М, з передаточним числом $i_2 = 99,5$, потужність, що передається – 64 кВт при $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ швидкохідного вала.

Загальне передаточне число приводу:

$$i_p = i_1 \times i_2 = 2 \times 99,5 = 199$$

Перевіряємо фактичну швидкість пересування візка

$$V_{n,ф} = \pi \times D_6 \times n_d / (60 \times i_p) = 3.14 \times 0,71 \times 900 / (60 \times 199) = 0,1681 \text{ м/с}$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V_n = [(V_n - V_{n,ф}) / V_n] \times 100\% = [(0,168 - 0,1681) / 0,168] \times 100\% = 0,1\% < 5\%.$$

Умова допустимої величини відхилення фактичної швидкості від заданої виконується.

3.7 Вибір муфти

Муфту підбираємо за розрахунковим моментом

$$T_M = T_{\text{ном}} \times K_1 \times K_2,$$

де $T_{\text{ном}}$ – номінальний момент, який передає муфта від двигуна редуктору;

$$T_{\text{ном}} = 10^3 \times 30 \times P_d / (\pi \times n_d) = 10^3 \times 30 \times 11 / (3,14 \times 900) = 116,8 \text{ Н} \times \text{м},$$

K_1 - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_1 = 1,2$ [12] – для механізму пересування;

K_2 – коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму;

$K_2 = 1,1$ [12] - для легкого режиму роботи.

$$T_M = 116,8 \times 1,2 \times 1,1 = 154,2 \text{ Н} \times \text{м}.$$

Вибираємо муфту зубчасту з гальмівним шківом.

Таблиця 3.2. Характеристика муфти [1, додат. XLVII. с.513]

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент, Н×м	200
Діаметр гальмівного шківа, мм	160
Ширина гальмівного шківа, мм	70
Маса муфти, кг	15,8
Момент інерції муфти, кг×м ²	0,01

3.8 Вибір гальм

Необхідний гальмівний момент:

$$T_{\Gamma} = I_{\text{зв}}^{\Gamma} \times \omega_d / t_{\Gamma} - T_{\text{ст}};$$

де t_{Γ} – тривалість гальмування візка з вантажем;

$$t_r = V_n / [a] = 0,168 / 0,2 = 0,84 \text{ с.}$$

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас:

$$I_{3B}^r = \delta \times (I_p + I_m) + m \times D_k^2 / (4 \times i_p^2) \times \eta_z,$$

де δ – коефіцієнт що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна та муфти. $\delta = 1,2$.

m – маса візка з вантажем та підвіскою;

$$m = G_r + Q + G_n = 117500 + 400000 + 9000 = 166500 \text{ кг};$$

I_p, I_m – відповідно, моменти інерції ротора двигуна та муфти.

$$I_{3B}^r = 1,2 \times (0,115 + 0,01) + (166500 \times 0,71^2) / (4 \times 199^2) \times 0,85 = 0,6 \text{ кг} \times \text{м}^2;$$

ω_d – кутова швидкість двигуна;

$$\omega_d = \pi \times n / 30 = 3,14 \times 900 / 30 = 94,2 \text{ с.}$$

$T_{ст}$ – момент сил опору при усталеному русі;

$$T_{ст} = W_{тр} \times D / (2 \times i_p \times \eta_z) = 28426 \times 0,71 / (2 \times 199 \times 0,85) = 59,7 \text{ Н} \times \text{м.}$$

$$T_r = 0,6 \times 94,2 / 0,84 - 59,7 = 37,7 \text{ Н} \times \text{м.}$$

Вибираємо колодкове гальмо з гідроштовхачем типу ТГЕ-160 та регулюємо на розрахунковий гальмівний момент $T_r = 37,7 \text{ Н} \times \text{м.}$

Таблиця 3.3 - Параметри гальма ТГЕ-160.

Найменування величини	Значення
Діаметр гальмівного шківa, мм	160
Ширина гальмівної колодки, мм	70
Гальмівний момент, Н×м	100
Відхід колодок від шківa, мм	0,6
Маса гальма, кг	21

Вибране гальмо перевіряємо за тривалістю гальмування не навантаженого візка:

$$t'_{\Gamma} = I'_{\Gamma_{3B}} \times \omega_{\Gamma} / (T_{\Gamma} - T'_{\text{ст}}) \geq t_{\Gamma \min};$$

де $T_{\text{ст}}$ – момент сил опору при усталеному русі не навантаженого візка при гальмуванні;

$$T'_{\text{ст}} = W'_{\text{тр}} \times D / (2 \times i_p \times \eta_3) = 12908 \times 0,71 / (2 \times 199 \times 0,85) = 27,1 \text{ Н} \times \text{м}.$$

$$\text{де } W'_{\text{тр}} = [10^4 \times G_T / D_k] \times (2\mu + f \times d_o) \times K_p = [10^4 \times 117,5 / 71] \times (2 \times 0,06 + 0,015 \times 18) \times 2 = 12908 \text{ Н}.$$

$$I'_{\Gamma_{3B}} = \delta \times (I_p + I_M) + m' \times D_6^2 / (4 \times i_p^2) \times \eta_3 = 1,2 \times (0,115 + 0,01) + (117500 \times 0,71^2) / (4 \times 199^2) \times 0,85 = 0,47 \text{ кг} \times \text{м}^2,$$

$$m' - \text{маса візка без вантажу}; m' = G_T = 117500 \text{ кг};$$

$t_{\Gamma \min}$ – мінімальний час гальмування не навантаженого візка, при якому відсутнє ковзання коліс ($\kappa_{\text{кл}} > 1,2$);

$$t_{\Gamma \min} = 1200 \times G_T \times V_{\Pi} / R_{np}^{\min} \times \phi = 1200 \times 117,5 \times 0,168 / 587500 \times 0,2 = 0,2 \text{ с}.$$

де $R_{np}^{\min}$ - найменше зусилля на приводні колеса візка без вантажу;

$$R_{np}^{\min} = G_T \times 10^4 / 2 = 117,5 \times 10^4 / 2 = 587500 \text{ Н};$$

ϕ – коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою, $\phi = 0,2$ при роботі крана у приміщенні.

$$t'_{\Gamma} = 0,47 \times 94,2 / (37,7 - 27,1) = 4,2 \text{ с} \geq t_{\Gamma \min} = 0,2 \text{ с}.$$

3.9 Перевірка двигуна за часом розгону.

Час розгону порожнього візка:

$$t'_p = (I'_{3B} \times \omega_{\Gamma}) / (T_{\Pi}^{\text{сп}} - T'_{\text{ст}}) \leq [t_p] = 4 \dots 5 \text{ с},$$

де I'_{3B} - зведений до валу двигуна момент інерції мас, що рухаються;

$$I'_{3B} = \delta \times (I_p + I_M) + m' \times D_k^2 / (4 \times i_p^2 \times \eta_3) = 1,2 \times (0,115 + 0,01) + (117500 \times 0,71^2) /$$

$$(4 \times 199^2 \times 0,85) = 0,59 \text{ кг} \times \text{м}^2;$$

T_{π}^{cp} – середньопусковий момент електродвигуна;

$$T_{\pi}^{\text{cp}} = \psi \times T_{\text{н}} = 1,6 \times 116,8 = 186,88 \text{ Н} \times \text{м}$$

$\psi = 1,6$ – середня кратність пускового моменту для двигунів трифазного струму

$$t'_p = (0,59 \times 94,2) / (186,88 - 27,1) = 0,35 \text{ с} < [t_p] = 4 \dots 5 \text{ с.}$$

3.10 Перевірка за запасом зчеплення коліс з рейкою.

$$\kappa_{\text{сц}} = R_{np}^{\min} \times \varphi / (W'_{\text{тр}} + W_i - W_{np}^{\text{np}}) = 587500 \times 0,2 / (12908 + 56400 - 2234) = 1,75 \geq [\kappa_{\text{сц}}] = 1,2,$$

де W_i - сила інерції при розгоні не навантаженого візка;

$$W_i = 10^3 G_{\text{т}} \times V_{\pi} / t'_p = 10^3 \times 117,5 \times 0,168 / 0,35 = 56400 \text{ Н.}$$

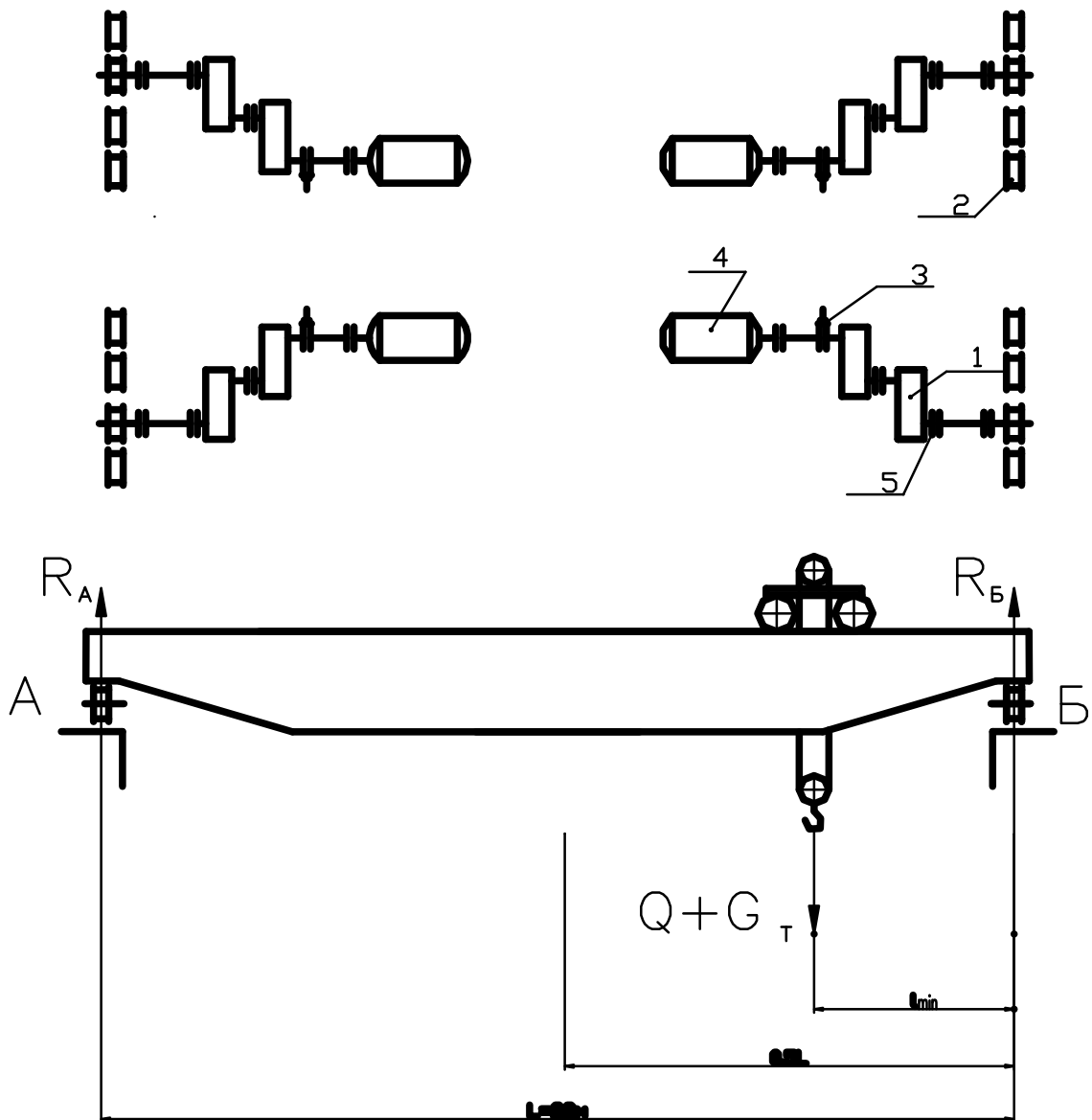
W_{np}^{np} - опір у цапфах приводних коліс при русі візка без вантажу;

$$W_{np}^{\text{np}} = R_{np}^{\min} \times f \times d_0 / D = 587500 \times 0,015 \times 0,18 / 0,71 = 2234 \text{ Н.}$$

4. Розрахунок механізму пересування крана.

4.1 Вибір схеми механізму пересування крана.

Механізм пересування крана виконується з розподіленим приводом за кінематичною схемою (рис.4.1.). Для передачі крутного моменту від двигуна до приводних коліс використовуємо циліндричний 1ЦУ та вертикальний редуктор ВКУ. Вал двигуна з'єднаний з бистрохідним валом редуктора муфтою, на другому кінці вхідного валу встановлено колодкове гальмо з гідроштовхачем.



1 – редуктор; 2 – колесо; 3 – гальмо; 4 – електродвигун; 5 – муфта.

Рисунок 4.1. Схема механізму пересування крана

4.2. Визначення максимального тиску на ходові колеса

Масу крана приймаємо за аналогією з існуючими конструкціями
 $G_k = 243700 \text{ кг} = 243,7 \text{ т}$

Максимальне навантаження на колесо крана на опорі Б:

$$R_B \times L - G_M \times L/2 - (Q + G_T) \times (L - l_{\min}) = 0;$$

$$R_B = (G_M \times L/2 + (Q + G_T) \times (L - l_{\min})) / L =$$

$$= (126,2 \times 22,2/2 + (400 + 117,5) \times (22,2 - 3,8)) / 22,2 = 492,6 \text{ т},$$

де G_M – маса моста крана.

Навантаження на одне колесо опори Б:

$$R = R_B / 2 = 492,6 / 2 = 246,3 \text{ т} = 2463 \text{ кН}.$$

4.3. Вибір ходових коліс

За урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування та групи режиму роботи механізму обираємо колеса з діаметром 710 мм, для швидкості руху 0,318 м/с, допустиме навантаження 676 кН [7, додаток. LX, ст.529].

Діаметр цапф валів коліс дорівнює

$$d_o = (0,2 \dots 0,3) d_k = (0,2 \dots 0,3) \times 710 = 142 \dots 213 \text{ мм}.$$

Приймаємо: $d_o = 200 \text{ мм}.$

4.4. Опір пересуванню крана

Максимальний опір пересування крана

$$W = W_{\text{тр}} + W_i + W_y$$

де $W_{\text{тр}}$ – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових колес з ребордами;

$$W_{тр} = [10^4 \times (Q + G_k) / D_k] \times (2\mu + f \times d_o) \times K_p,$$

де μ – коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$$\mu = 0,06 \text{ см};$$

f – коефіцієнт тертя ковзання;

$$f = 0,015;$$

K_p – коефіцієнт тертя реборд з рейками; $K_p = 1,5$.

$$W_{тр} = [10^4 \times (400 + 243,7) / 71] \times (2 \times 0,06 + 0,015 \times 20) \times 1,5 = 57117 \text{ Н}$$

Сила інерції

$$W_i = 10^3 (Q + G_k) \times [a] = 10^3 (400 + 243,7) \times 0,2 = 128740 \text{ Н},$$

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

Опір від ухилу реєю

$$W_y = 10^3 (Q + G_k) \times [\gamma] = 10^3 (400 + 243,7) \times 0,003 = 19311 \text{ Н},$$

де $[\gamma]$ - допустиме ухил реєю для крана; $[\gamma] = 0,003$.

$$W = 57117 + 128740 + 19311 = 205168 \text{ Н}.$$

4.5 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування крана

$$P = (W \times V_k) / (10^3 \times \eta_z \times \psi)$$

де W – опір пересуванню крана; $W = 205168 \text{ Н}$;

V - швидкість пересування крана; $V_k = 0,318 \text{ м/с}$;

η_z - загальний ккд приводу; $\eta_z = 0,85$ – ККД механізму з циліндричним редуктором;

ψ – середня кратність пускового моменту двигуна; $\psi = 1,6$ – для трифазних електродвигунів з фазовим ротором.

$$P = (205168 \times 0,318) / (10^3 \times 0,85 \times 1,6) = 47,9 \text{ кВт}$$

При розподіленому приводі потужність одного двигуна:

$$P_1 = 0,26 \times P = 0,26 \times 47,9 = 12,4 \text{ кВт}.$$

За каталогом обираємо двигун KU1F, еквівалентна потужність якого, кВт

$$P_{екв} \leq P_d \leq P$$

де $P_{\text{екв}} = 0.26 \times P_{\text{ст}} \times \gamma \times K_{25} \leq P_{25}$; $P_{\text{ст}}$ – потужність при ustalеному русі, кВт;

$$P_{\text{ст}} = W_{\text{тр}} \times V_{\text{п}} / (10^3 \times \eta_3) = 57117 \times 0,318 / (1000 \times 0,85) = 21,4 \text{ кВт}$$

$$P_{\text{екв}} = 0.26 \times 21,4 \times 1,12 \times 0,5 = 3,2 \text{ кВт}$$

Обираємо двигун типу KU1F, з потужністю $P_{\text{д}} = 11 \text{ кВт}$

Таблиця 4.1. - Характеристика двигуна KU1F 180 L8

Параметр	Значення
Потужність $P_{\text{д}}$, кВт	11
Частота обертання $n_{\text{д}}$, хв^{-1}	900
Момент інерції ротора $I_{\text{р}}$, $\text{кг} \times \text{м}^2$	0,115
Максимальний момент T_{max} , $\text{Н} \times \text{м}$	191
Маса двигуна, кг	120

4.6 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування крана

$$i' = n_{\text{д}} / n_{\text{к}} = 900 / 8,56 = 105,2;$$

$$n_{\text{к}} = 60 \times V_{\text{к}} / (\pi \times D_{\text{к}}) = 60 \times 0,318 / (3.14 \times 0,71) = 8,56 \text{ хв}^{-1},$$

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

$n_{\text{к}}$ – частота обертання колеса, хв^{-1} ;

$V_{\text{к}}$ – швидкість пересування крана, м/с;

$D_{\text{к}}$ – діаметр колеса, м.

Редуктор механізму пересування вибираємо по розрахунковій потужності, частоті обертання двигуна, передаточному числу i за групою режиму роботи.

Вибираємо перший редуктор циліндричний 1ЦУ-200, з передаточним числом

$i_1 = 2,56$, потужність, що передається – 15,5 кВт при $n = 1000 \text{ хв}^{-1}$ швидкохідного вала.

Вибираємо другий редуктор вертикальний циліндричний ВКУ-610М, з передаточним числом $i_2 = 41,14$, потужність, що передається – 42 кВт при $n = 750 \text{ хв}^{-1}$ швидкохідного вала.

Загальне передаточне число приводу:

$$i_p = i_1 \times i_2 = 2,56 \times 41,14 = 105,31$$

Перевіряємо фактичну швидкість пересування крана

$$V_{к.ф} = \pi \times D_k \times n_d / (60 \times i_p) = 3,14 \times 0,71 \times 900 / (60 \times 105,31) = 0,3175 \text{ м/с}$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V_k = [(V_k - V_{к.ф}) / V_k] \times 100\% = [(0,318 - 0,3175) / 0,318] \times 100\% = 0,2\% < 5\%.$$

Умова допустимої величини відхилення фактичної швидкості від заданої виконується.

4.7 Вибір муфт

Муфту підбираємо за розрахунковим моментом

$$T_m = 0,26 \times T_{ном} \times K_1 \times K_2,$$

де $T_{ном}$ – номінальний момент, який передає муфта від двигуна редуктору;

$$T_{ном} = 10^3 \times 30 \times P_d / (\pi \times n_d) = 10^3 \times 30 \times 11 / (3,14 \times 900) = 116,8 \text{ Н} \times \text{м},$$

K_1 - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_1 = 1,2$ [12] – для механізму пересування;

K_2 – коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму;

$K_2 = 1,1$ [12] - для легкого режиму роботи.

$$T_m = 0,26 \times 116,8 \times 1,2 \times 1,1 = 40,1 \text{ Н} \times \text{м}.$$

За моментом підбираємо муфту зубчасту з гальмівним шківом.

Таблиця 4.2. Характеристика муфти [1, додат. XLVII. с.513]

Параметр	Значення
Найбільший крутний момент, Н×м	200
Діаметр гальмівного шківа, мм	160
Ширина гальмівного шківа, мм	70
Маса муфти, кг	15,8
Момент інерції муфти, кг×м ²	0,01

4.8 Вибір гальм

Необхідний гальмівний момент:

$$T_{\Gamma} = I_{3B}^{\Gamma} \times \omega_{\Gamma} / t_{\Gamma} - T_{\text{ст}};$$

де t_{Γ} – тривалість гальмування крана з вантажем;

$$t_{\Gamma} = V_{\kappa} / [a] = 0,318 / 0,2 = 1,59 \text{ с.}$$

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас:

$$I_{3B}^{\Gamma} = \delta \times (I_p + I_m) + m \times D_{\kappa}^2 / (4 \times i_p^2 \times \eta_3),$$

де δ – коефіцієнт що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна та муфти. $\delta = 1,2$.

m – маса крана з вантажем;

$$m = G_{\kappa} + Q = 243700 + 400000 = 643700 \text{ кг};$$

I_p, I_m – відповідно, моменти інерції ротора двигуна та муфти.

$$I_{3B}^{\Gamma} = 1,2 \times (0,115 + 0,01) + (643700 \times 0,71^2) / (4 \times 105,31^2) \times 0,85 = 6,37 \text{ кг} \times \text{м}^2;$$

ω_{Γ} – кутова швидкість двигуна;

$$\omega_{\Gamma} = \pi \times n / 30 = 3,14 \times 900 / 30 = 94,2 \text{ с.}$$

$T_{\text{ст}}$ – момент сил опору при усталеному русі;

$$T_{\text{ст}} = W_{\text{тр}} \times D / (2 \times i_p \times \eta_3) = 57117 \times 0,71 / (2 \times 105,31 \times 0,85) = 226,5 \text{ Н} \times \text{м}.$$

$$T_{\Gamma} = 6,37 \times 94,2 / 1,59 - 226,5 = 151 \text{ Н} \times \text{м}.$$

Гальмівний момент одного гальма:

$$T' = 0,26 \times T_{\Gamma} = 0,26 \times 151 = 39,3 \text{ Н} \times \text{м}.$$

Вибираємо колодкове гальмо з гідроштовхачем типу ТГЕ-160 та регулюємо на розрахунковий гальмівний момент $T_{\Gamma} = 39,3 \text{ Н} \times \text{м}$.

Таблиця 4.3 - Параметри гальма ТГЕ-160.

Найменування величини	Значення
Діаметр гальмівного шківa, мм	160
Ширина гальмівної колодки, мм	70
Гальмівний момент, Н×м	100
Відхід колодок від шківa, мм	0,6
Маса гальма, кг	21

Вибране гальмо перевіряємо за тривалістю гальмування не навантаженого крана:

$$t'_{\Gamma} = I'_{\Gamma} \times \omega_{\text{д}} / (T_{\Gamma} - T'_{\text{ст}}) \geq t_{\Gamma \text{min}};$$

де $T_{\text{ст}}$ – момент сил опору при усталеному русі не навантаженого крана при гальмуванні;

$$T'_{\text{ст}} = W'_{\text{тр}} \times D / (2 \times i_p \times \eta_3) = 21624 \times 0,71 / (2 \times 105,31 \times 0,85) = 85,8 \text{ Н} \times \text{м}.$$

$$\text{де } W'_{\text{тр}} = [10^4 \times G_{\text{к}} / D_{\text{к}}] \times (2\mu + f \times d_0) \times K_p = [10^4 \times 243,7 / 71] \times (2 \times 0,06 + 0,015 \times 20) \times 1,5 = 21624 \text{ Н}.$$

$$I'_{\Gamma} = \delta \times (I_p + I_m) + m' \times D_6^2 / (4 \times i_p^2) \times \eta_3 =$$

$$= 1,2 \times (0,115 + 0,01) + (243700 \times 0,71^2) / (4 \times 105,31^2) \times 0,85 = 2,5 \text{ кг} \times \text{м}^2,$$

m' – маса крана без вантажу; $m' = G_k = 243700$ кг;

$t_{\Gamma\min}$ – мінімальний час гальмування не навантаженого крана, при якому відсутнє ковзання коліс ($\kappa_{\text{кл}} > 1,2$);

$$t_{\Gamma\min} = 1200 \times G_k \times V_k / R_{np}^{\min} \times \varphi = 1200 \times 243,7 \times 0,318 / 609250 \times 0,2 = 0,76 \text{ с.}$$

де $R_{np}^{\min}$ - найменше зусилля на приводні колеса крана без вантажу;

$$R_{np}^{\min} = G_k \times 10^4 / 2 = 243,7 \times 10^4 / 4 = 609250 \text{ Н;}$$

φ – коефіцієнт зчеплення коліс з рейкою, $\varphi = 0,2$ при роботі крана у приміщенні.

$$t'_r = 2,5 \times 94,2 / (151 - 85,8) = 3,6 \text{ с} \geq t_{\Gamma\min} = 0,76 \text{ с.}$$

4.9 Перевірка двигуна за часом розгону.

Час розгону порожнього крана:

$$t'_p = (I'_{зв} \times \omega_d) / (4 \times T_{\pi}^{\text{сп}} - T'_{\text{ст}}) \leq [t_p] = 4 \dots 5 \text{ с,}$$

де $I'_{зв}$ - зведений до валу двигуна момент інерції мас, що рухаються;

$$I'_{зв} = \delta \times (I_p + I_M) + m' \times D_6^2 / (4 \times i_p^2 \times \eta_3) = 1,2 \times (0,115 + 0,01) + (243700 \times 0,71^2) / (4 \times 105,31^2 \times 0,85) = 3,41 \text{ кг} \times \text{м}^2;$$

$T_{\pi}^{\text{сп}}$ – середньопусковий момент електродвигуна;

$$T_{\pi}^{\text{сп}} = \psi \times T_H = 1,6 \times 116,8 = 186,9 \text{ Н} \times \text{м}$$

$\psi = 1,6$ – середня кратність пускового моменту для двигунів трифазного струму

$$t'_p = (3,41 \times 94,2) / (4 \times 186,9 - 85,8) = 0,48 \text{ с} < [t_p] = 8 \dots 10 \text{ с.}$$

4.10. Перевірка за запасом зчеплення коліс з рейкою.

$$\kappa_{\text{сц}} = R_{np}^{\min} \times \varphi / (W'_{\text{тр}} + W_i - W_{np}^{np}) = 251500 \times 0.2 / (21624 + 16145 - 2574) = 1.39 \geq [\kappa_{\text{сц}}] = 1.37,$$

де W_i - сила інерції при розгоні не навантаженого крана;

$$W_i = 10^3 G_k \times V_{\Pi} / t'_p = 10^3 \times 243.7 \times 0.318 / 0.48 = 16145 \text{ Н.}$$

W_{np}^{np} - опір у цапфах приводних коліс при русі крана без вантажу;

$$W_{np}^{np} = R_{np}^{\min} \times f \times d_0 / D = 609250 \times 0.015 \times 0.2 / 0.71 = 2574 \text{ Н.}$$

5 Охорона праці

5.1 Заходи по забезпеченню безпеки

5.1.1. Конструкція, компоновка елементів і механізмів крану, відповідає вимогам ДНАОП 12.2.003 - 02, "Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов", "Правил устройства электроустановок", "Правил технической эксплуатации электроустановок потребителей", "Правил техники безопасности при эксплуатации электроустановок потребителей" и "Санитарным правилам по устройству оборудования кабин машинистов кранов".

5.1.2. Для безпечного доступу до механізмів, запобіжних пристроїв і до електрообладнання, які вимагають постійного технічного обслуговування, передбачають відповідні люки, сходи, майданчики, огорожі згідно з вимогами ГОСТ 12.2.003-81.

5.1.3. Частини крану, які знаходяться у руху, зачиняються міцно закріпленими з'ємними огорожами, допускаючи зручний огляд і змащення по ГОСТ 12.2.003 — 81.

Обов'язковому огороженню підлягають:

- 1) зубчаті передачі;
- 2) зубчаті муфти;
- 3) вали механізмів пересування і підйому крану.

5.1.4. До ходових колес кранів і візків прилаштовують щитки, які захищають колеса від потрапляння в них сторонніх речей. Зазор між щитком і рельсом не повинен перевищувати 10 мм.

5.1.5. Всі оголені струмопровідні частини кранового електрообладнання, в тому числі вимикача, контактори, панелі, ящики опору - огорожуються.

Огорожею підлягають також оголені струмопровідні частини вимикача, які подають напругу на головні тролейні дроти або живлять кабель.

5.1.6. На випадок поломки ходових коліс або їх вісей, крани обладнують опорними деталями, які встановлюються на довжині не більш 20 мм від рельсов, по яких рухається кран або візок, і розраховані на найбільш можливе навантаження на

ці деталі.

5.1.7. На кінцях рельсового шляху, для попередження сходу кранів або візків, встановлюють упори. Для пом'ягчення можливого удару об упор або о другий кран, крани обладнують буферними пристроями.

5.1.8. Крани обладнанні кінцевими вимикачами, пристроями для автоматичного зняття напруги з крану при виході на його галерею, електричним блокуванням дверей і люків, аварійними вимикачами, нульовим захистом, звуковими сигнальними пристроями, робочим та аварійним освітленням.

5.1.9. Електрична схема керування електродвигунами кранових механізмів вилучає:

- 1) самозапуск електродвигунів після встановлення напруги в мережі, яка живлює кран;
- 2) пуск електродвигунів не по заданій схемі прискорень;
- 3) пуск електродвигунів контактами запобіжних пристроїв (кінцевих вимикачів і блокувальних пристроїв).

5.1.10. Кінцеві вимикачі пристроїв безпеки, працюють на розрив електричної ланки.

5.1.11. Подача напруги на кран від зовнішньої ланки здійснюється через введений пристрій, який має ручний і дистанційний пристрій для зняття напруги.

5.1.12. Металоконструкції та інші металеві частини крана, які можуть потрапити під напругу, як наслідок псування ізоляції, заземлюються.

5.1.13. Крани, які керуються з кабіни, постачаються звуковим сигнальним пристроєм, який повинен бути гарно чутним в місцях підйому і опусканні вантажу.

5.1.14. Вимоги безпеки до кабіни відповідають вимогам ГОСТ 12.2.066 - 81.

5.1.15. Кабіни, гакові підвіски та інші вантажозахватні органи, зовнішні елементи ходових частин мають застереджуюче фарбування по

ГОСТ 12.4.026 - 76 і ГОСТ 12.2.058 - 81 у вигляді чергувальних смужок жовтого та чорного кольорів під кутом 45°, фарби виготовляє споживач. Аварійний вимикач фарбують в червоний колір.

5.1.16. Органи керування краном відповідають ГОСТ 12.2.064 - 81 і мають написи або графічні символи відповідно до ГОСТ 12.4.040 - 78.

5.1.17. Виготовлення сталевих конструкцій кранів с застосуванням сварки,

відповідає вимогам ГОСТ 12.2.070-81.

Таблиця 5.1 - Обмежувачи робочих рухів, блокувальні і запобіжні пристрої мостового крану з підвищеним електричним захистом

№/п	Найменування пристроїв	Умови спрацювання	Примітки
1	Блокування входів на кран	При відкритті дверей входу.	Вимикають відповідно рух крану та вантажного візка.
2	Блокування висоти підйому.	При підході гакових підвісок до верхнього положення.	Вимикають механізм підйому.
3	Блокування руху вантажного візка.	При підході візка до тупикових натискач. При підйомі вантажу більш ніж 250 т. на вильоті 57 м.	Вимикають рух візка.
4	Блокування механізмів підйому.	Перевищення ваги вантажу більше 10%, відповідно з графіком вантажопідйомності.	Вимикають механізм підйому.
5	Нульове блокування.	Після спрацювання захисного блокування усі контролери повинні бути виставлені в нульове положення.	Вимикають живлення крану.
6	Захист від обриву фаз.	При розриві однієї з фаз живлення крану або зміни чергування фаз.	Вимикають живлення крану.
7	Блокування крану.	При підході крана до тупиків.	Вимикають рух крану.

5.2. Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

5.2.1. Ергономічні показники кранів - зручність керування, зручність положення кранівника, гігієнічні умови в кабіні, обзорність і безпечність праці, забезпечуються відповідним пристроями кабіни управління і розташованих в ній механізмів і апаратів керування в згоді з ГОСТ 12.2.032-78.

Важелі керуванням крана розташовують в кабіні на висоті від 200 до 300 мм від рівня верхньої поверхні сидіння. Рукоятки важелів виготовляють з мете ріалу низької теплопровідністю.

5.2.2. Загальні умови безпеки по шуму і допускні рівні на робочім місці кранівника відповідають вимогам ГОСТ 12.1.003 - 83.

5.2.3. Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах частот та рівні звуку в зачиненої кабіні не перевищують значень, наведених в табл. 5.3.

Таблиця 5.1 Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах частот та рівні звуку в зачиненої кабіні

Середньгеометри чн і частоти октавних смуг, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Рівні звукового тиску, дБ	94	87	82	78	75	73	71	70
Рівні звуку, дБ	80							

5.2.4. Вібраційні характеристики на робочому місці кранівника відповідають вимогам ГОСТ 12.1.012 – 90 ССБТ в місті вимог, які відносяться до транспортне технологічним машинам.

5.2.5. Середнє квадратичне значення віброшвидкості і їх рівні в октавних

смугах частот на робочому місці не перевищують значень, які наведені в табл.5.2.

5.2.6. Рівні віброшвидкості, які передаються на руки кранівника від важелів керування (локальні або місцеві вібрації) по ГОСТ12.4002-97 ССБТ не перевищують значень, наведених в табл.5.3.

Таблиця 5.2 Рівні віброшвидкості, які передаються на руки кранівника від важелів керування

Середньгеометричні частоти октавних смуг, Гц	2	4	8	16	31,5	63
Середнє квадратичне значення віброшвидкості, м/с	3,5	1,3	0,63	0,55	0,55	0,56
Рівні віброшвидкості, дБ	117	108	108	101	101	101

Таблиця 5.3

Середньгеометричні частоти октавних смуг, Гц	8	16	31,5	63	125	250	500	1000
Середнє квадратичне значення віброшвидкості, м/с	5,0	5,0	3,5	2,5	1,8	1,3	0,8	0,65
Рівні віброшвидкості, дБ	120	120	117	114	111	108	105	102

5.2.7. Скло на підлогах кабіни, на яке може ставати кранівник захищається

гратами.

5.2.8. В кабіні встановлюють вогнегасник та вішалку, для одягу, а також передбачають місце для встановлення крісла стажера, для збереження документації, інструменту і аптечки.

5.2.9. В кабіні не припускається розташовувати пускокерувальні опори та інше електрообладнання, яке являє собою джерело тепловиділення, а також пристроїв, які призводять до шуму під час спрацюванні.

5.2.10. Підлогу кабіні вкривають малотеплопроводним матеріалом. Поверхня підлоги не має бути слизькою. В місцях обслуговування електрообладнання настиляють діелектричний килим. Температура зовнішніх огорож поверхні в кабіні не перевищує 35°C.

5.2.11. Кабіни усіх кранів обладнують електронагрівальними пристроями. Система опалення замкненої кабінки крана забезпечує температуру повітря в кабіні відповідаючи нормам ГОСТ 12.1.005 - 88.

5.2.12. Тепло і звукоізоляція кабінки крана забезпечується обшивкою зовнішньої поверхні її малотеплопроводними і звукопоглинаючими матеріалами (пенопластом, фанерою, лінолеумом і т.п.).

5.2.13. Кондиціонування повітря виконує сухий крановий кондиціонер СКК-2, який має слідуєчі характеристики:

- а) Холодопродуктивність – 2000 к.кол/год
- б) Виробність за повітрям – 500 м³/год
- в) Повітря обмін – 50 м³/год

Температура у кабіні не більш +28⁰С, об'єм кабінки – 5,2м³, вага кабінки – 1588 кг.

Кабіна спроектована з оптимальним внутрішнім об'ємом, гарною оглядністю. Прямокутна форма кабінки переходить у трьохгранний ліхтар.

Для збільшення оглядності виникла необхідність введення скла в підлого кабінки та у верхній частині вхідної розпашної дверці.

Верхній скляний пояс, складається з трьох вікон одного розміру, розташовано суворо вертикально, це виключає можливість виникнення блисків скла, яка заважає праці крановика. Три однакових скла нижнього поясу мають

нахил, який обумовлений тими же умовами. Усього заскління кабін складається з восьми вікон чотирьох типорозмірів.

Кріплення скла до рамки здійснюється за допомогою гумового ущільненого профілю. Для протирки зовнішніх поверхонь скла з кабін передбачена фрамуга.

5.2.14. Освітлення в кабіні на робочих поверхнях пульта і важелях керування встановлює не менш 20 лк від системи (плафона) загального освітлення кабін.

5.2.15. Система загального освітлення кабіні обладнана вимикачами для вимикання світу при роботі крану.

5.2.16. В якості джерела світлу в наріжній установки використовують лампи типу ДРЛ с пристроєм, який перешкод жує самовідгвинчуваню, або лампи накаливання з амортизаційним пристроєм, який поглинає вібрацію.

5.2.17. При експлуатації крана забезпечується освітленість не менш 10 лк на майданчиках прийому і подачі вантажу в зоні роботи крана, і на вантажозахоплюючим пристроєм на будь якому рівні його підйому і пересуванні в горизонтальній площині. Денна освітленість забезпечується з урахуванням цехового освітлення.

5.2.18. Граничне допустимі концентрації шкідливих речовин у повітрі закритої кабіні не перевищує норм, встановлених згідно з ГОСТ 12.1.005 - 88.

5.3 Заходи з пожежної безпеки

Конструкція крану повинна відповідати вимогам НАПБ А.01.001-2004 «Правила пожарной безопасности Украины»

Масильні матеріали та керосин дозволяється зберігати на крані у кількості, не більше норми на добу. Обтирочні матеріали, чисті та використані, повинні знаходитися в окремих залізних ящиках з щільно закритими кришками. Використані обтирочні матеріали прибираються з крану після зміни. Прилади для тушіння пожеж (пісок, вогнегасники і т.д.) повинні завжди знаходитися в окремо відведеному, легкодоступному місті. При виникненні пожежі по-перше відключається струм за допомогою головного рубильника або аварійного вимикача, по-друге починаємо гасити пожежу, одночасно подзвонити у пожежну частину.

При гасінні пожежі на крані можна використовувати тільки сухі вогнегасники. Вогнегасники-пенोगони небезпечні для крановика, так як можуть визивати поранення електричним струмом. Якщо за якими то причинами відключення струму неможливе, тоді треба перерізати дроти ножицями або сокирою. При цьому інструмент повинен бути ізольований, а сокира повинна мати суху дерев'яну ручку. Рекомендують користуватися у цих випадках гумовими печатками, чоботами або ставати на суху дошку. Різати або рубати слід обов'язково кожний дріт окремо, і ні в якому разі не разом. Перерізані кінці необхідно розвести так, щоб вони ні до чого не торкався.

Після ліквідації пожежі необхідно всі електричне та механічне обладнання крану ретельно вичистити, просушити, перевірити і тільки після цього почати роботу.

5.4 Розрахунок кількості тепла від нагрівальної печі

Ступінь чорноти абсолютного чорного тіла $C_0 = 5,78 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ Н})^4$;

Абсолютна температура газів у печі $T_n = 273 + 1200 = 1473 \text{ К}$ (1200 – температура у печі, $^{\circ}\text{C}$);

Товщину стінки печі $\delta = 0,5 \text{ м}$;

Площа отвору печі $F = a \cdot b = 0,5 \cdot 0,8 = 0,4 \text{ м}^2$;

Тривалість часу відкривання отвору впродовж години $t = 10 \text{ хв}$.

Визначаємо інтенсивність випромінювання крізь відкритий отвір:

$$q' = C \cdot \left(\frac{T_n}{100} \right)^4 \quad (5.1.)$$

$$q' = 5,78 \cdot \left(\frac{1473}{100} \right)^4 = 27210 \text{ Вт}/\text{м}^2$$

Коефіцієнт опромінювання визначається за формулою:

$$\begin{aligned} \Phi_{\text{отв}} &= (\Phi'_{\text{отв}} + \Phi''_{\text{отв}}) / 2 = \\ &= (0,65 + 0,68) / 2 = 0,665 \end{aligned}$$

Інтенсивність випромінювання крізь отвір печі в приміщенні;

$$q_{отв} = \Phi_{отв} \cdot q'_{отв} = \\ = 0.665 \cdot 272106 = 180951 \text{ Вт} / \text{м}^2$$

Кількість тепла, що випромінюються із отвору печі, який відкривають на t хв. протягом кожної години:

$$Q_{отв} = q_{отв} \cdot F \left(\frac{t}{60} \right) = \\ = 180951 \cdot 0.4 \left(\frac{10}{60} \right) = 12063 \text{ Вт}$$

Максимальна інтенсивність теплового опромінювання робочого місця, яке знаходиться на відстані $x=1$ м:

$$q_{рм} = \Phi_{рм} \cdot q_{отв} = \\ = 0,085 \cdot 180951 = 15381 \text{ Вт} / \text{м}^2,$$

де $\Phi_{рм}$ – коефіцієнт опромінювання.

Таким чином можна зробити висновок, що в порівнянні з встановленими санітарними нормами інтенсивність випромінювання крізь отвір печі в приміщенні набагато перебільшує допустиму норму $[q_{рм}]=100 \text{ Вт/м}^2$, що потребує зміни режиму ТО, зменшення часу перебування робітника біля отвору печі, зменшення розмірів отвору печі, заміна футеровки печі, механізації та автоматизації виробництва.

Передбачені в цеху заходи з охорони праці, виробничої санітарії, гігієни праці і пожежної безпеки забезпечують безпечні та комфортні умови праці персоналу.

6 Розрахунок економічного ефекту від модернізації крану

На мостовому крані вантажопідйомністю 400/30т збільшуємо вантажопідйомність механізм підйому вантажопідйомністю 50т. Переваги збільшення вантажопідйомності механізму допоміжного підйому у тому що збільшується продуктивність роботи крану для обслуговування та ремонту у машинному залі гідроелектростанції.

Вихідні данні:

Вартість одного кг крану, грн/кг	62
Дійсний річний фонд роботи крана, год	2800
Маса нової конструкції крану, кг	243700
Коефіцієнт, що враховує доплати до основної зарплати (премії)	1,51

Річний економічний ефект знаходимо за формулою:

$$\Xi = \Pi_1 \left(\frac{B_2}{B_1} \frac{P_1 + E_H}{P_2 + E_H} \right) - \Delta C - E_H \cdot \Delta K, \text{ грн.};$$

де Π_1, Π_2 – ціна базового та модернізованої частини крану,

$$\Pi_1 = \Pi_2 = m_{об1} \cdot c_1 = 243700 \cdot 62 = 15109400 \text{ грн.}$$

де $m_{об1}$ – маса базового конструкції крану, кг

c_1 – вартість одного кг крану, грн/кг

B_1, B_2 – річна продуктивність спів відносно модернізованої та базової моделі, т/рік

$$B_2 = QK_{\Gamma} K_B \frac{\Phi \Xi}{T_{ц1}} = 50 \cdot 1,5 \frac{2800}{1,5} = 46666 \text{ т/рік}$$

$$B_1 = QK_{\Gamma}K_B \frac{\Phi_{\Sigma}}{T_{\Sigma 2}} = 30 \cdot 10,8 \frac{2800}{1,5} = 44800 \text{ т/рік}$$

де Q – вантажопідйомність крана, т

K_{Γ} – коефіцієнт використання крана по вантажопідйомності

K_B – коефіцієнт використання крана за часом

Φ_{Σ} – дійсний річний фонд роботи крана, $\Phi_{\Sigma}=2800$ год

$T_{\Sigma 1}$, $T_{\Sigma 2}$ – час циклу модернізованого та базового обладнання

ΔC – зміна собівартості

$$\Delta C = m_M \cdot c_1 = 6351 \cdot 36 = 228\,636 \text{ грн,}$$

де m_M – маса нового механізму головного підйому крану, кг

P_1, P_2 – співвідносно частини відчислень від балансової вартості на реновацію базового та нового приводів

$$P_1 = P_2 = 1 / T_c = 1 / 15 = 0,07$$

ΔK – питома додаткові капітальні витрати на проектно-конструкторські роботи, монтаж нового обладнання та розробку технологічного процесу ($\Delta K = 864800$ грн.)

E_n – нормативний коефіцієнт економічної ефективності ($E_n = 0,15$)

$$\Xi = 15109400 \left(\frac{46666}{44800} \frac{0,07 + 0,15}{0,07 + 0,15} - 1 \right) - 228636 - 0,15 \cdot 864800 = 270978 \text{ грн.}$$

Висновок: перевірка економічної доцільності модернізації ґрунтується на порівнянні ефективності використання базової машини із новою. Порівнюється

прибуток від збільшення продуктивності крану та з одного боку та витрат на модернізацію з іншого. Економічний ефект складає 270978грн.

ЗАКЛЮЧЕННЯ

В результаті виконання дипломного проекту були спроектовані приводи механізмів мостового крана вантажопідйомністю 400/50т. Розраховані та вибрані сталеві канати, барабани, блоки, підвіски. Розраховували привода механізмів підйому, пересування візка, пресування крана. Вибрали з каталогів електродвигуни, редуктори, муфти, гальма. Модернізували кран – збільшили вантажопідйомність механізму допоміжного підйому, збільшили продуктивність крана. Все це дозволило виконати графічну частину дипломного проекту.

Перевірка економічної доцільності модернізації ґрунтується на порівнянні ефективності використання базової машини із новою. Порівнюється прибуток від збільшення продуктивності крану з одного боку та витрат на модернізацію з іншого. Економічний ефект складає 270978 грн.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Обертялев В. М. Крани та підймальні механізми: конструкція, розрахунок і експлуатація : навч. посібник / В. М. Обертялев. – Київ : НТУ, 2018. – 215 с.
2. Єгоров П. В. Металеві конструкції підймально-транспортних машин : навч. посібник / П. В. Єгоров, В. М. Обертялев. – Київ : НТУ, 2017. – 184 с.
3. Руднєв О. М. Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Вантажопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка» для студентів спеціальності ПТМ / Укл.: О. М. Руднєв, В. І. Глушко, О. І. Вільчек. – Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2019. – 68 с.
4. Бучинський М. Я. Основи творення машин / М. Я. Бучинський, О. В. Горик, В. А. Черняк, Л. В. Яхін. – Харків : Видавництво «НТМТ», 2017. – 448 с.
5. ДСТУ ISO 281:2015 Підшипники кочення. Динамічні номінальні вантажопідйомності та номінальний ресурс (ISO 281:2007, IDT). – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2017. – 48 с.
6. Кіриченко М. О. Сучасні підймально-транспортні машини та системи : монографія / М. О. Кіриченко, С. В. Павленко. – Харків : НТУ «ХП», 2017. – 240 с.
7. Budynas R. G. Shigley's Mechanical Engineering Design / R. G. Budynas, J. K. Nisbett. – 11th ed. – McGraw-Hill Education, 2019. – 1108 p.
8. НПАОП 0.00-1.01-18 Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідймальних кранів, підйомників і кранових спецмашин. – Київ : Держпраці, 2018. – 250 с.
9. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів.- К.:”Основа”,2007.-250 с.