

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

Інститут, факультет НЗЗП Машинобудівний
Кафедра Ремонт машин, підйомно-транспортних механізмів
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність підйомно-транспортні, енергетичні механічні машини та обладнання
(повне найменування)
Освітня програма (спеціалізація) 433 Будова машинобудівних
(повне найменування програми/спеціалізації)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри _____
« _____ » _____ 20 _____ року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

Машинна Машин Будівель
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Модернізація механізму крану

керівник проєкту (роботи) Фіалов Т.О.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, місце роботи)

затверджені наказом закладу вищої освіти від « 25 » квітня 20 25 року № _____

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 26 травня 2025р.

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Методичні вказівки крану з каталога підйомно-транспортних 50/19.5Т.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Вирозрахунок механізму підйому.

2. Вирозрахунок динамічного механізму підйому.

3. Вирозрахунок механізму перекування.

4. Вирозрахунок металоконструкції крану.

5. Вибір нагуса.

6. Вирозрахунок електричного схематичного.

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

Лист 1 - формат А1 - "Металічна конструкція"

Лист 2 - формат А1 - "Види"

Лист 3 - формат А1 - "Металічна конструкція"

Лист 4 - формат А1 - "Електричний схематичний"

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Фраєв Т.О. ст. викладач		
2	Фраєв Т.О. ст. викладач		
3	Фраєв Т.О. ст. викладач		
4	Фраєв Т.О. ст. викладач		
5	Сидоренко М.В. доцент		
6	Сидоренко М.В. доцент		

7. Дата видачі завдання « 05 » березня 2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Визначення теми дипломного проєкту	12.03	
2	Визначення предметної області дипломного проєкту	27.04	
3	Визначення методів дослідження	02.05	
4	Визначення математичної моделі задачі	08.05	
5	"Описання моделі"	14.05	
6	Визначення економічного ефекту	19.05	

Студент

[Підпис]
(підпис)

[Підпис]
(підпис консультанта)

Керівник проєкту (роботи)

(підпис)

(підпис консультанта)

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	5
ВСТУП	6
1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМА ПІДЙОМУ	7
1.1 Вибір схеми кратності поліспасти	7
1.2 Вибір вантажного каната	9
1.3 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана	11
1.4 Вибір гака	11
1.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана	12
1.6 Розрахунок елементів підвіски	15
1.6.1 Характеристика гака	15
1.6.2 Розрахунок підшипників	15
1.6.3 Розрахунок параметрів траверси	17
1.7 Вибір електродвигуна	19
1.8 Вибір редуктора	20
1.9 Перевірка двигуна за часом пуску	21
1.10 Вибір гальма та муфт	23
2 РОЗРАХУНОК ДОПОМІЖНОГО МЕХАНІЗМА ПІДЙОМУ	26
2.1 Вибір схеми кратності поліспасти	26
2.2 Вибір вантажного каната	27
2.3 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана	29
2.4 Вибір гака	30
2.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана	30
2.6 Розрахунок елементів підвіски	33
2.6.1 Характеристика гака	33
2.6.2 Розрахунок підшипників	33
2.6.3 Розрахунок параметрів траверси	35
2.7 Вибір електродвигуна	37
2.8 Вибір редуктора	38

	4
2.9 Перевірка двигуна за часом пуску.....	40
2.10 Вибір гальма та муфт	41
3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ	44
ВІЗКА.....	44
3.1 Вибір схеми механізму пересування візка	44
3.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса.....	45
3.3 Вибір ходових коліс.....	45
3.4 Опір пересування візка.....	45
3.5 Визначення потужності двигуна, його вибір	46
3.6 Вибір редуктора.....	48
3.7 Вибір муфт	50
3.8 Вибір гальм	52
3.9 Перевірка двигуна за тривалістю розгону та запасом зчеплення коліс з рейкою	54
4 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ	57
КРАНА.....	57
4.1 Вибір схеми механізму пересування крана.....	57
4.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса.....	58
4.3 Опір пересування крана	59
4.4 Визначення потужності двигуна, його вибір	60
4.5 Вибір редуктора.....	61
4.6 Вибір гальм	62
4.6 Перевірка двигуна за запасом зчеплення коліс з рейкою.....	63
5 РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНУ	66
5.1 Вибір матеріалу	66
5.2 Розрахунок навантажень	66
5.3 Розрахунок головної балки	67
4.4 Розрахунок кінцевої балки	71
5.5 Розрахунок опорного зварного з'єднання	75
6 ОХОРОНА ПРАЦІ	77

	5
6.1 Аналіз потенційних небезпек	77
6.2 Заходи по забезпеченню безпеки.....	80
6.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці	82
6.4 Заходи пожежної безпеки	86
6.5 Заходи цивільної оборони.....	88
7 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ.....	92
ВІД МОДЕРНІЗАЦІЇ КРАНУ.....	92
8 КЕРІВНИЦТВО З ЕКСПЛУАТАЦІЇ.....	98
8.1 Технічний опис	98
8.2 Технічне обслуговування крана.....	100
8.3 Інструкція для експлуатації	106
ЗАКЛЮЧЕННЯ.....	109
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	110

РЕФЕРАТ

Об'єкт дослідження – мостовий кран.

Мета роботи - спроектувати мостовий кран, розглянути можливі варіанти щодо його модернізації.

Проектний кран працює в легкому режимі, призначений для обслуговування Жовтневої парогазової електростанції. Кран встановлений у машинному залі станції.

В результаті розрахунків (аналізу) була перевірена можливість зменшення маси візка. Економічний розрахунок підтвердив доцільність модернізації крана.

КРАН, КАНАТ, БЛОК, ТРАВЕРСА, ВІСЬ, ПІДВІСКА, НАПРУЖЕННЯ, ПІДШИПНИК, ДВИГУН, РЕДУКТОР, ГАЛЬМА, МУФТА, ШКІВ, ВІЗОК, БУКСА.

ВСТУП

В умовах сучасної ринкової економіки надзвичайно важливим стає питання зниження собівартості продукції. Споживач, як правило, обирає

товари з найменшою ціною за умови відповідності необхідним стандартам якості. Саме тому підприємства постійно шукають способи зменшення витрат на виробництво. Одним із ефективних напрямів зниження собівартості є модернізація наявного обладнання, що дозволяє покращити його експлуатаційні характеристики та підвищити ступінь механізації виробничого процесу.

У цьому проєкті пропонується здійснити модернізацію мостового електричного крана з вантажопідймальністю 50/12,5 т, який експлуатується на Ноябрьській парогазовій електростанції в Росії. Суть модернізації полягає у заміні старого візка на новий, легший, що дозволить зменшити загальну масу крана. Це, у свою чергу, призведе до зниження його вартості, а також до зменшення навантаження на колони цеху як від самого крана, так і від підйомного вантажу. Це розширить можливість експлуатації крана в приміщеннях із обмеженнями по допустимому навантаженню на конструкції. Стандартний візок для крана вантажопідймальністю 50/12,5 т має масу 13,5 т, у той час як запропонований новий — лише 8 т. Така економія у вазі досягається за рахунок змін у нормативних розрахунках, удосконалених правилах будови та безпечної експлуатації вантажопідймального обладнання, а також використання сучасних технічних рішень.

1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМА ПІДЙОМУ

1.1 Вибір схеми кратності поліспасти

Відповідно до рекомендацій технічної літератури та на основі існуючого аналога крана, обирається здвоєний поліспаст з кратністю $i_n = 4$. Така конструкція забезпечує вертикальне піднімання вантажу, рівномірний розподіл навантаження на опори барабана та ходові колеса під час підйому. Кратність поліспасти, як правило, визначається з урахуванням того, щоб зусилля в одній вітці каната не перевищувало 50 кН, оскільки збільшення кратності зазвичай дозволяє зменшити габаритні розміри та масу приводу підйомного механізму.

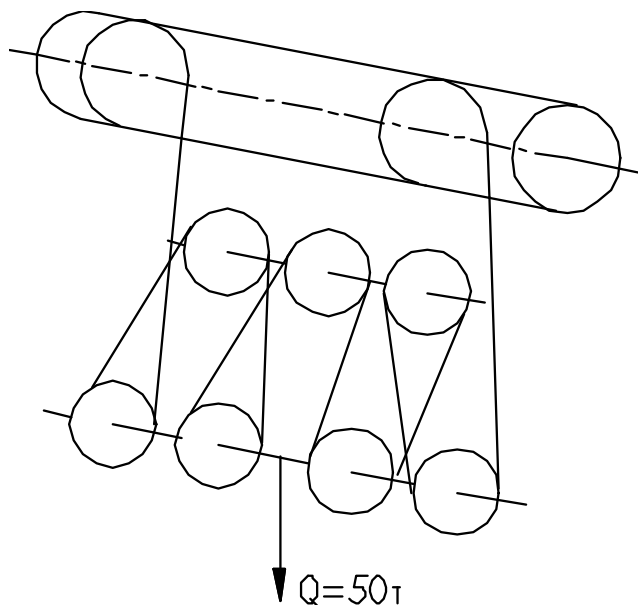


Рисунок 1.1 - Схема поліспасти

Визначаємо кількість рухомих, нерухомих, направляючих блоків і ККД поліспасти:

$$\eta = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n - 1}}{i_n} \quad (1.1)$$

де $\eta = 0,98$ - ККД блока, встановленого на підшипниках кочення;

$i_n = 4$ - кратність поліспасти.

$$\eta = \frac{1 + 0,98 + 0,98^2 + 0,98^3}{4} = 0,97$$

1.2 Вибір вантажного каната

Підбір сталевих канатів, які використовуються як вантажні, стрілові, несучі та тягові, здійснюється відповідно до вимог ДНАОП 0.00-1.03-02 та чинних нормативних документів.

Сталеві канати перевіряємо розрахунком за формулою:

$$F_{\text{розр}} = Z_p \cdot F_{\text{max}} \leq [F]_{\text{розр}}, \quad (1.2)$$

де $F_{\text{розр}}$ – розривне зусилля каната в цілому (Н), що приймається за документом виробника про якість каната або документом про їх випробування, а під час розроблення – за даними стандарту;

F_{max} – найбільший розрахунковий натяг вітки каната.

$$F_{\text{max}} = \frac{10^4 \cdot (Q + G_n)}{a \cdot i_n \cdot \eta_n \cdot \eta^m} \quad (1.3)$$

де $G_n = (0,02 \dots 0,03) \cdot Q = (0,02 \dots 0,03) \cdot 50 = 1 \text{ т}$ - маса підвіски,

Q - маса вантажу, т;

$a = 2$ - кількість віток каната, які намотуються на барабан;

$m = 0$ - кількість відхиляючих блоків.

$$F_{\text{max}} = \frac{10^4 \cdot (50 + 1)}{2 \cdot 4 \cdot 0,97} = 68,8 \text{ кН},$$

Z_p – мінімальний коефіцієнт використання каната (мінімальний коефіцієнт запасу міцності каната), визначаємо за табл. 1.1 в залежності від групи режиму класифікації механізму підймання М5 (ISO 4301/1-86);

$$F_{\text{розр}} = 4,5 \cdot 68,8 = 291 \text{ кН}$$

Таблиця 1.1 – Коефіцієнт вибору канатів

Режими роботи, групи режиму роботи, класифікації механізмів відповідно			Рухомі канати	Нерухомі канати
за правилами Держгіртехнагляду	за ГОСТ 25835-83	за ISO 4301/1-86	Z_p	
Легкий (Л)	1М	М1	3,15	2,50
		М2	3,35	2,50
		М3	3,55	3,00
	2М	М4	4,00	3,50
	3М	М5	4,50	4,00
Середній (С)	4М	М6	5,60	4,50
Важкий (В)	5М	М7	7,10	5,00
Дуже важкий (ДВ)	6М	М8	9,00	5,00

Приймаємо канат подвійної звивки типу ЛК-РО конструкції 6×36+1 о.с.

ГОСТ 7688-80 з характеристиками [3]:

- діаметр $d_k = 23,5$ мм;
- маркувальна група – 1666 МПа;
- маса каната (1000 м) – 2130 кг;
- розривне зусилля $F_{\text{розр}} = 294$ кН.

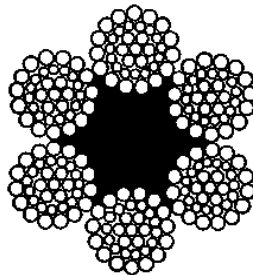


Рисунок 1.2 – Канат подвійної звивки типу ЛК-РО конструкції

6×36+1 о.с. ГОСТ 7688 - 80

1.3 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Зусилля натягу каната в місці кріплення

$$F_{KP} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}} \quad (1.4)$$

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

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

$\alpha = 3 \cdot \pi$ (1,5 витка) - кут обхвату барабана не змотуваними гілками,

$$F_{KP} = \frac{68800}{2,72^{0,16 \cdot 3 \cdot \pi}} = 15337 \text{ Н}$$

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3 \cdot F_{KP}}{d_1^2 \cdot [\sigma]_p} \quad (1.5)$$

де $d_1 = 16,457 \text{ мм}$ - внутрішній діаметр різьби гвинта (шпильки), [1, с. 427].

$[\sigma]_p = 50 \dots 60 \text{ МПа}$ - допустиме напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст 3.

Кількість гвинтів Z приймається не менше як два.

$$Z = \frac{3 \cdot 15337}{16,457^2 \cdot 50} = 3,5 \text{ приймаємо } Z=4.$$

1.4 Вибір гака

Гак підбирається відповідно до номінальної вантажопідйомності та групи режиму роботи для машин з механічним приводом. Обираємо гак №23, типу Б, масою 312 кг [2].

Умовне позначення заготовки гака №23, типу Б (подовжений варіант), виконання 2 (з приливом):

Заготовка гака 23Б – 2 згідно з ГОСТ 6627-74.

Запобіжні замки для однорогих гаків, що використовуються у вантажопідіймальних кранах і машинах загального призначення, повинні відповідати вимогам ГОСТ 12840-80.

1.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана

Мінімальні діаметри барабанів, блоків, зрівняльних блоків, що обгинаються сталевими канатами, визначають за формулами:

$$D_1 \geq h_1 \cdot d ; \quad D_2 \geq h_2 \cdot d ; \quad D_3 \geq h_3 \cdot d, \quad (1.6)$$

де d – діаметр каната, мм

D_1, D_2, D_3 – діаметри відповідно барабана, блока, зрівняльного блока по середній лінії навитого каната, мм

h_1, h_2, h_3 – коефіцієнти вибору діаметрів відповідно барабана, блока, зрівняльного блока, [табл. 1.2],

$$D_1 \geq h_1 \cdot d = 18 \cdot 23,5 = 423 \text{ мм, приймаємо } D_1 = 500 \text{ мм}$$

$$D_2 \geq h_2 \cdot d = 20 \cdot 23,5 = 470 \text{ мм, приймаємо } D_2 = 500 \text{ мм}$$

$$D_3 \geq h_3 \cdot d = 14 \cdot 23,5 = 329 \text{ мм, приймаємо } D_3 = 400 \text{ мм}$$

Таблиця 1.2 – Коефіцієнти вибору діаметрів барабана (h_1), блока (h_2), зрівняльного блока (h_3)

Режими роботи, групи режиму роботи, групи класифікації механізмів відповідно	Коефіцієнти вибору діаметрів
--	------------------------------

за правилами Держгіртехнагляду	за ГОСТ 25835-83	за ISO 4301/1-86	h_1	h_2	h_3
Легкий (Л)	1М	М1	11,2	12,5	11,2
		М2	12,5	14,0	12,5
		М3	14,0	16,0	12,5
	2М	М4	16,0	18,0	14,0
	3М	М5	18,0	20,0	14,0
Середній (С)	4М	М6	20,0	22,4	16,0
Важкий (В)	5М	М7	22,4	25,0	16,0
Дуже важкий (ДВ)	6М	М8	25,0	28,0	18,0

Число витків нарізок на барабані:

$$Z = \frac{H \cdot i_n}{\pi \cdot D_1} + 4,5 \quad (1.7)$$

де $H = 16$ м - висота підйому вантажу;

D_1 - діаметр барабана по середній лінії каната, м;

4,5 - число витків кріплення каната та запасних.

$$Z = \frac{16 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,5} + 4,5 = 38,89, \text{ приймаємо } Z = 40$$

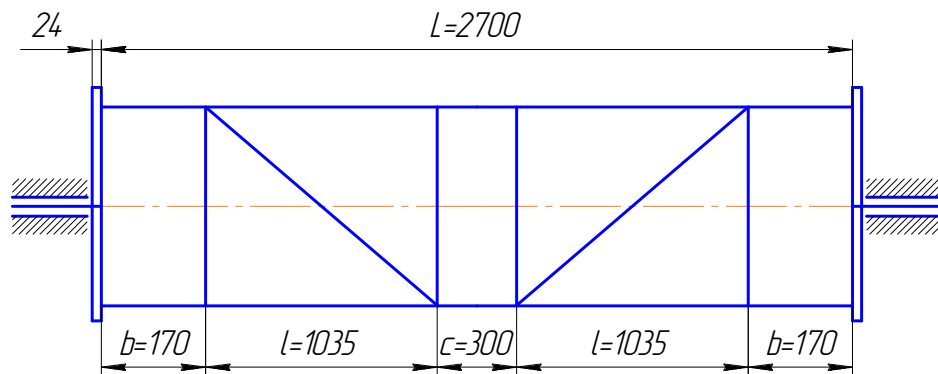


Рисунок 1.3 – Схема барабана

Довжина нарізки на барабані:

$$l = Z \cdot p \quad (1.8)$$

де $p \geq 1,1 \cdot d_{\kappa} = 1,1 \cdot 23,5 = 25,85$ мм - крок нарізки на барабані, приймаємо $p = 26$ мм.

$$l = 40 \cdot 26 = 1035 \text{ мм}$$

Загальна довжина барабану при зведеному поліспасти:

$$L = 2 \cdot l + 2 \cdot b + c \quad (1.9)$$

де $b = 3 \cdot p = 3 \cdot 26 = 78$ мм - довжина гладкої частини на кінцях барабана;

c - довжина гладкої частини між нарізками, $c = 300$ мм.

$$L = 2 \cdot 1035 + 2 \cdot 78 + 300 = 2700_{\text{мм}}$$

Товщину стінки приймають для сталевого барабана:

$$\delta \approx 1,2 \cdot d_{\kappa} = 1,2 \cdot 23,5 = 28,2 \text{ мм, приймаємо } \delta = 30 \text{ мм} \quad (1.10)$$

З умов технології виготовлення литих барабанів $\delta \geq 12$ мм.

Стінки барабана перевіряють по напруженню стиску:

$$\sigma_{\text{CT}} = \frac{F_{\text{max}}}{\delta \cdot p} \leq [\sigma]_{\text{CT}}, \quad (1.11)$$

де $[\sigma]_{\text{CT}} = 120$ МПа - для барабанів зі сталі 25Л,

$\delta_p = d_k = 23,5 \text{ мм}$ - товщина реборди, приймаємо $\delta_p = 24 \text{ мм}$.

$$\sigma_{CT} = \frac{68800}{0,024 \cdot 0,026} = 110 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{CT}$$

1.6 Розрахунок елементів підвіски

1.6.1 Характеристика гака

Гак №23-Б:

$D = 240 \text{ мм}$; $L = 1050 \text{ мм}$; $d_1 = 140 \text{ мм}$; $d_0 = \text{Тран } 120 \times 16 \text{ мм}$;
 $m = 312 \text{ кг}$.

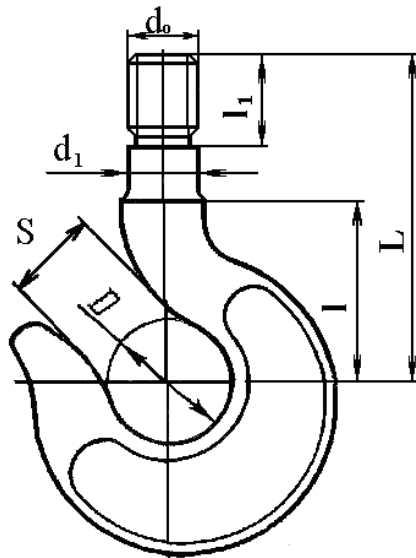


Рисунок 1.4 - Гак

Висота гайки гака приблизно дорівнює довжині різьбової частини хвостовика, а її зовнішній діаметр відповідає зовнішньому діаметру упорного підшипника.

1.6.2 Розрахунок підшипників

Упорний підшипник вибираємо по статичному навантаженню:

$C_o = 1,2 \cdot Q = 1,2 \cdot 50000 = 60 \text{ кН}$, та діаметру шийки гака $d_1 = 140 \text{ мм}$.

Приймаємо підшипник легкої серії 8228 ГОСТ 6874-75 з параметрами [6]:

$$d = 140 \text{ мм}; D = 190 \text{ мм}; H = 42 \text{ мм}; d_1 = 140,2 \text{ мм}; r = 2 \text{ мм};$$

$$D_T = 171 \text{ мм}; \quad C = 70000 \text{ Н}; \quad C_0 = 158000 \text{ Н}.$$

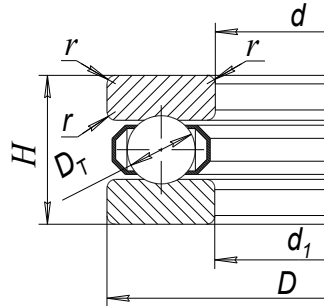


Рисунок 1.5 – Ескіз упорного підшипника

Підшипники блока підвіски вибираємо за динамічною вантажопідійомністю:

$$C = P_E \cdot \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot \omega_6}{1745}} \leq [C]_{ВП} \quad (1.12)$$

де P_E - еквівалентне навантаження на один з двох підшипників блока, Н;

$$P_E = 1,2 \cdot F_{\max} \cdot K_Q \cdot K_V \cdot K_D \quad (1.13)$$

$K_Q=0,55$ – коефіцієнт навантаження, який залежить від групи режиму роботи;

$K_V=1,35$ — кінематичний коефіцієнт при обертанні зовнішнього кільця підшипника;

$K_D=1,2$ — динамічний коефіцієнт для механізму підйому,

$$P_E = 1,2 \cdot 68800 \cdot 0,55 \cdot 1,35 \cdot 1,2 = 74 \text{ кН}$$

L_{10h} — ресурс служби підшипника, $L = 5000$ год.

$$\omega = \frac{2 \cdot V_e \cdot (i_n - 1)}{D_2} = \frac{2 \cdot 0,1 \cdot (4 - 1)}{0,5} = 1,1 \text{ c}^{-1} \quad (1.14)$$

$V = 0,1 \text{ м/с}$ — швидкість підйому вантажу;

i_n — кратність поліспасти;

D_2 — діаметр блока по осі каната, м.

$$C = 74 \cdot \sqrt[3]{\frac{5000 \cdot 1,1}{1745}} = 53,4 \text{ кН} \leq [C]_{\text{ВП}}$$

Підшипник вибираємо з каталогу по динамічній вантажопідйомності та прийнятому діаметру цапфи траверси. Повинні бути дотримані умови $C \leq [C]_{\text{кат}}$. Приймаємо підшипник середньої серії 328 по ГОСТ 8338-75 з параметрами [6]:

$$d = 140 \text{ мм}; D = 250 \text{ мм}; B = 42 \text{ мм}; r = 4 \text{ мм}; Z = 8; C = 126000 \text{ Н};$$

$$C_0 = 122000 \text{ Н};$$

$$m = 9,8 \text{ кг}.$$

1.6.3 Розрахунок параметрів траверси

Мінімальна висота траверси визначається залежністю:

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot M \cdot 10^3}{(B - d_0) \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 27500 \cdot 10^3}{(160 - 145) \cdot 100}} = 177 = 180 \text{ мм} \quad (1.15)$$

де M — момент, який вигинає траверсу в середині небезпечного перерізу,

$$M = \frac{10^4 \cdot Q \cdot A}{4} = \frac{10^4 \cdot 50 \cdot 0,25}{4} = 27500 \text{ Нм} \quad (1.16)$$

де $A = B_1 + \sqrt{D_{\text{от}} \cdot (i_n - 1)} = 210 + \sqrt{500 \cdot (4 - 1)} = 250 \text{ мм}$ - для скороченої підвіски

$$B_1 = (1,2 \dots 1,4) \cdot B = (1,2 \dots 1,4) \cdot 160 = (192 \dots 240), \text{ приймаємо } B_1 = 210 \text{ мм}$$

$$B = D_n + (10 \dots 20) = 140 + (10 \dots 20) = 150 \dots 160 \text{ мм}, \text{ приймаємо } B = 160 \text{ мм} -$$

ширина траверси,

$d_0 = d_1 + (2 \dots 5) = 140 + (2 \dots 5) = 142 \dots 145 \text{ мм}$ — діаметр отвору у траверсі для проходу шійки гака діаметром $d_1 = 140 \text{ мм}$, приймаємо $d_0 = 145 \text{ мм}$.

$[\sigma] = 100 \text{ МПа}$ — допустиме напруження згину для середнього небезпечного перерізу траверси.

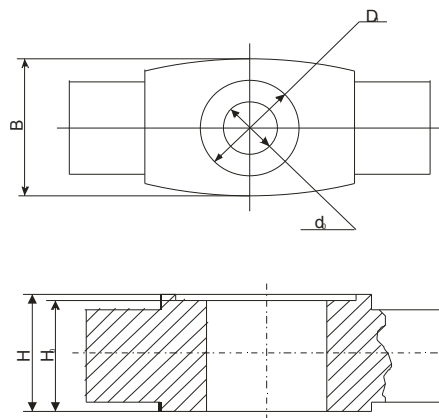


Рисунок 1.6 – Схема траверси

Необхідний діаметр цапфи траверси під підшипник блоків:

$$d_u = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1}{0,1 \cdot [\sigma]_{3Г}}}, \quad (1.17)$$

де M_1 – згинальний момент при $i_n = 4$;

$$M_1 = F_{\text{max}} \cdot B_{\text{от}} \cdot i_n \cdot 10^{-3}, \quad (1.18)$$

$$B_{\delta n} = 4 \cdot \sqrt{D_{\delta n}} = 4 \cdot \sqrt{500} = 95 \text{ мм} - \text{ширина блока,}$$

$$M_1 = 68,8 \cdot 95 \cdot 4 \cdot 10^{-3} = 26,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$d_u = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{26500}{0,1 \cdot 100}} = 138 = 140 \text{ мм}$$

Одержану розрахунком висоту траверси уточнюють, зважаючи на те, що $H \geq d_u$, $180 \geq 140$, умова виконується.

1.7 Вибір електродвигуна

Електродвигун вибираємо з каталогу по необхідній потужності:

$$P_{CT} = \frac{10 \cdot Q_{max} \cdot V_n}{\eta}, \quad (1.19)$$

де $V_{II} = 0,1 \text{ м/с}$ - швидкість підйому вантажу,
 η - загальний ККД механізму підйому;

$$\eta = \eta_{II} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_p \cdot \eta_M \quad (1.20)$$

де η_n , η_{δ} , η_p , η_M - ККД відповідно поліспасти, барабана, редуктора, муфти.

$\eta = 0,85 \dots 0,9$, приймаємо $\eta = 0,88$.

$$P_{CT} = \frac{10 \cdot 50,25 \cdot 0,1}{0,88} = 54,5 \text{ кВт}$$

Тип електродвигуна – **МТФ 611-10** [4].

Потужність – $P_{дв} = 53 \text{ кВт}$.

Частота обертання – $n_{дв} = 600 \text{ хв}^{-1}$.

Максимальний момент – $T=2360 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Момент інерції – $I_p = 0,4325 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Маса – $m = 900 \text{ кг}$,

1.8 Вибір редуктора

Редуктор вибираємо по передаточному числу та потужності P_{CT} :

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_{б}} = \frac{600}{15,28} = 54,4 \quad (1.21)$$

де $n_{дв} = 600 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання вала двигуна;

$n_{б}$ - частота обертання барабана при підйомі вантажу, хв^{-1} ;

$$n_{б} = \frac{60 \cdot V_{п} \cdot i_{п}}{\pi \cdot D_1} = \frac{60 \cdot 0,1 \cdot 4}{3,14 \cdot 0,5} = 15,28 \text{ хв}^{-1}; \quad (1.22)$$

$V_{п}=0,1 \text{ м/с}$ - швидкість підйому вантажу,

$D_1=0,5 \text{ м}$ - діаметр барабана по центрам витків.

Приймаємо: редуктор – **Ц2–650** [8].

Передаточне число – $U=50,94$.

Потужність на швидкохідному валу – $P = 50 \text{ кВт}$.

Частота обертання швидкохідного валу – 750 хв^{-1} .

Крутний момент на тихохідному валу максимальний – $T_T = 33,1 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Перевіряємо фактичну швидкість підйому вантажу:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{дв}}{i_n \cdot U_p \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 600}{2 \cdot 50,94 \cdot 60} = 0,09 \text{ м/с} \quad (1.23)$$

де U_p - передаточне число редуктора.

Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{V_n - V_{\phi}}{V_n} \cdot 100\% = \frac{0,09 - 0,1}{0,09} \cdot 100\% = 5\% \quad (1.24)$$

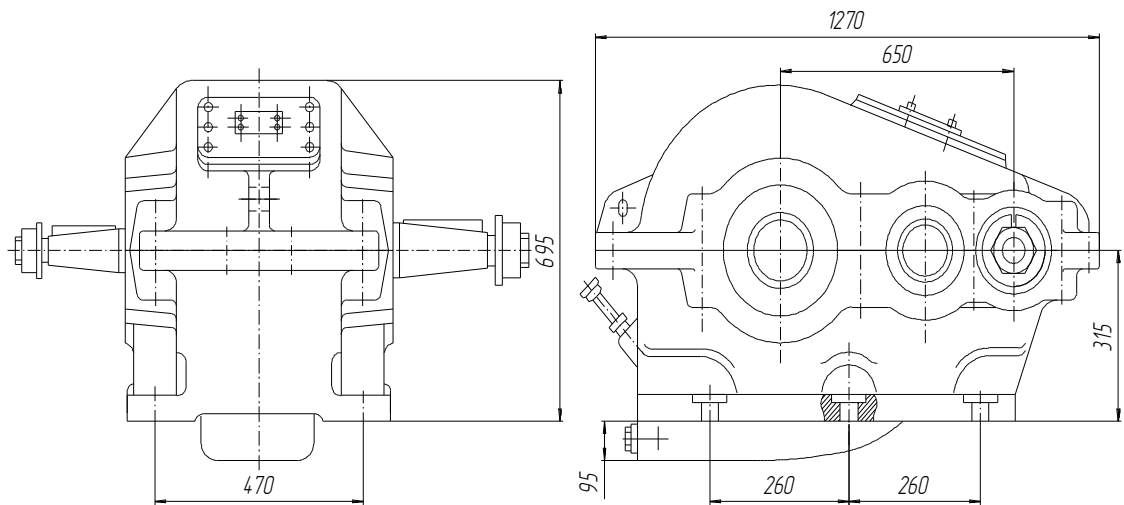


Рисунок 1.7 – Редуктор Ц2-650

1.9 Перевірка двигуна за часом пуску

Вибраний електродвигун необхідно перевірити по нагріву та по часу розгону механізму.

Еквівалентну потужність електродвигуна, котра не допускає перегріву обмоток:

$$P_{ЕКВ} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{СТ} \leq P_{25}, \quad (1.25)$$

$$P_{ЕКВ} = 0,5 \cdot 0,86 \cdot 54,5 = 23,3 \leq 46 \text{ кВт}$$

де $K_{25} = 0,5$ - коефіцієнт приведення потужності для легкого режиму роботи.

$\gamma = 0,86$ – коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом потужність двигуна.

Перевірка електродвигуна по часу розгону:

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_{\partial}}{T_n^{CP} \pm T_{CT}} \geq [t_n] = 1 \dots 2 \text{ c} \quad (1.26)$$

де I_{3B} - приведений до валу двигуна момент інерції рухаючих мас, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$I_{3B} = \delta \cdot (I_P + I_M) + m \cdot \frac{D^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot U_P^2 \cdot \eta_3} \quad (1.27)$$

$\delta = 1,2$ - коефіцієнт, враховуючий момент інерції обертових мас деталей, без вала двигуна;

I_P, I_M - відповідно моменти інерції ротора двигуна та гальмового шківа (муфти),

$$I_P = 0,4325 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_M = 0,8 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$m = 10^3 \cdot Q_{max} = 10^3 \cdot 50,25 = 50250 \text{ кг} - \text{ маса вантажу, який піднімають,}$$

R_{σ} - радіус барабана,

$$R_{\sigma} = 0,25 \text{ м};$$

U_P - передаточне число редуктора;

$$U_P = 50,94;$$

T_n^{CP} - середній пусковий момент електродвигуна, Н·м;

$$T_n^{CP} = \psi \cdot T_H = 1,6 \cdot 291 = 451 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (1.28)$$

де $\psi = 1,6$ - середня кратність пускового моменту для двигунів трьохфазного струму с фазним ротором.

T_H - номінальний момент електродвигуна;

$$T_H = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot P_{\hat{e}}}{n_{\hat{e}}} = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot 53}{600} = 843 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.29)$$

$$I_{3B} = 1,2 \cdot (0,4325 + 0,8) + 50250 \cdot \frac{0,5^2}{4 \cdot 4^2 \cdot 50,94^2 \cdot 0,88} = 1,95 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$T_{\text{CT}} = \frac{10^4 \cdot Q_{\text{max}} \cdot D_1}{2 \cdot i_n \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{10^4 \cdot 50,25 \cdot 0,5}{2 \cdot 4 \cdot 50,94 \cdot 0,88} = 701 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad - \text{ момент на}$$

валу двигуна від маси вантажу.

$$t_n = \frac{1,95 \cdot 75,36}{843 + 701} = 1 \leq [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с}$$

1.10 Вибір гальма та муфти

Гальма механізму підйому вибираємо по потрібному гальмовому моменту T_{Γ} , Н·м:

$$T_{\Gamma} = \frac{10^4 \cdot Q_{\text{max}} \cdot D_1 \cdot \eta \cdot K_r}{2 \cdot i_n \cdot U_p} = \frac{10^4 \cdot 50,25 \cdot 0,5 \cdot 0,88 \cdot 1,5}{2 \cdot 4 \cdot 50,94} = 948 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.30)$$

де $K_r = 1,5$ - коефіцієнт запасу гальмування для легкого режиму роботи.

Тип гальм – **ТКГ-400** [4].

Діаметр гальмівного шківа – 400 мм;

Ширина шківа – 160 мм;

Найбільший гальмовий момент – 1500 Н·м;

Маса гальм – 130 кг.

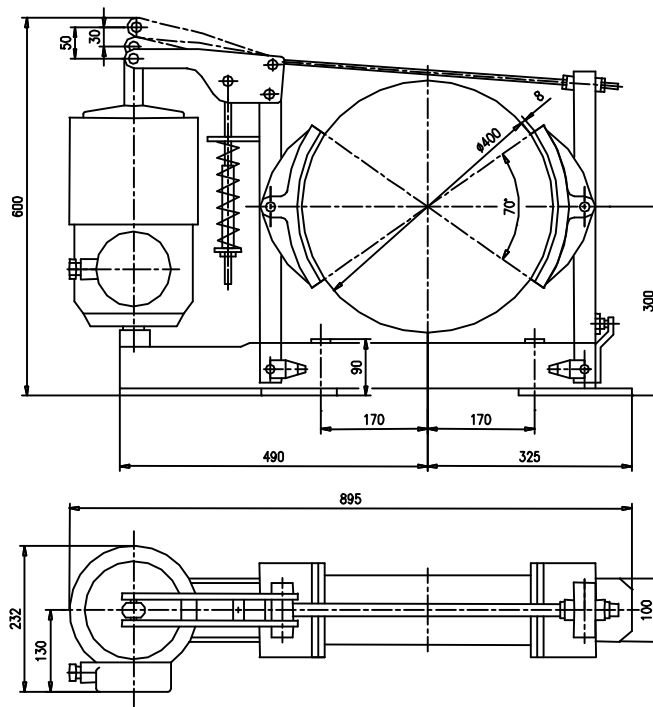


Рисунок 1.8 – Гальмо ТКГ 400

Муфту для з'єднання валів двигуна та редуктора вибирають в залежності від крутного моменту:

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{MAX}; \quad (1.31)$$

$$T_M = 843 \cdot 1,8 \cdot 1,1 = 1600 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де $T_H = 843 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - номінальний момент, який передає муфта;

$K_1 = 1,8$ - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_2 = 1,1$ - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму.

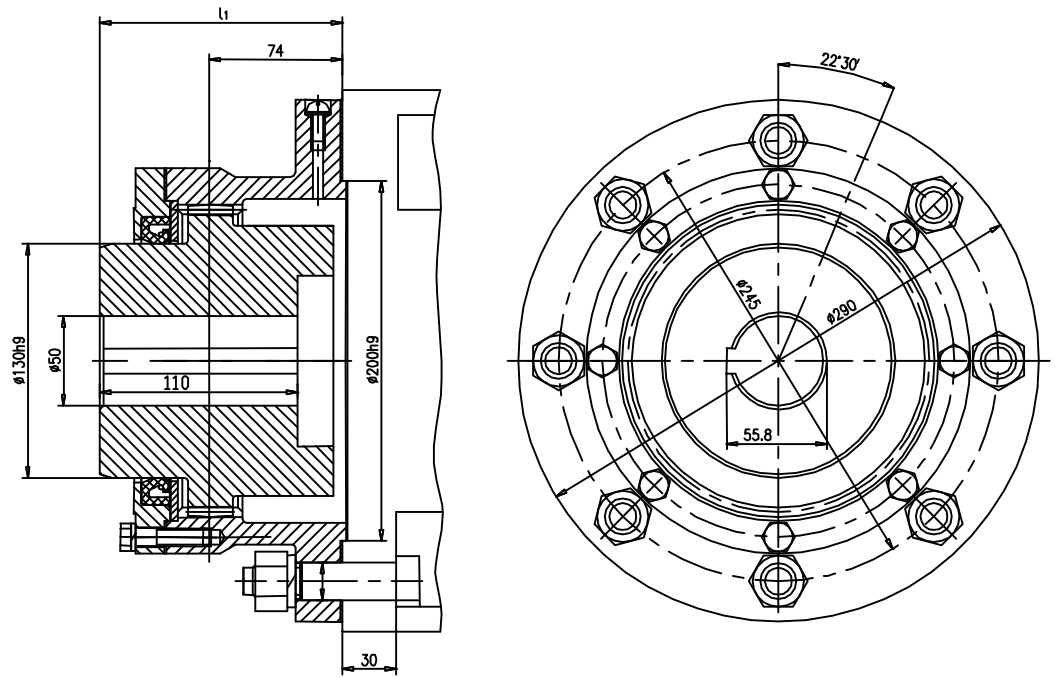


Рисунок 1.9 – Напівмуфта 10000

Напівмуфта 10000 зубчаста з проміжним валом та напівмуфта 10000 гальмівним шківом МЗП по ГОСТ 5006 [4]

2 РОЗРАХУНОК ДОПОМІЖНОГО МЕХАНІЗМА ПІДЙОМУ

2.1 Вибір схеми кратності поліспасти

Відповідно до рекомендацій технічної літератури та на основі існуючої конструкції крана, обираємо здвоєний поліспаст з кратністю $i_p = 2$, що дозволяє здійснювати вертикальне піднімання вантажу, а також забезпечує рівномірний розподіл навантаження на опори барабана та ходові колеса під час підйому. Кратність поліспасти, як правило, визначається таким чином, щоб натяг в одній вітці каната не перевищував 50 кН, оскільки збільшення кратності сприяє зменшенню габаритів і маси приводу підйомного механізму.

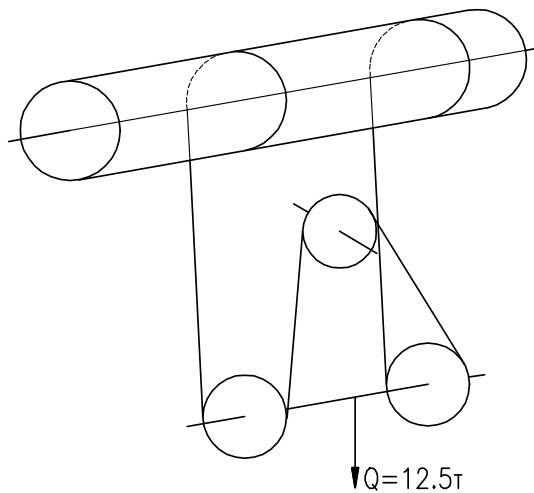


Рисунок 2.1 - Схема поліспасти

Визначаємо кількість рухомих, нерухомих, направляючих блоків і ККД поліспасти:

$$\eta = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_p - 1}}{i_p} \quad (2.1)$$

де $\eta = 0,98$ - ККД блока, встановленого на підшипниках кочення;
 $i_n = 2$ - кратність поліспасти.

$$\eta = \frac{1 + 0,98}{2} = 0,99$$

2.2 Вибір вантажного каната

Сталеві канати перевіряємо розрахунком за формулою:

$$F_{розр} = Z_p \cdot F_{max} \leq [F]_{розр}, \quad (2.2)$$

де $F_{розр}$ – розривне зусилля каната в цілому (Н), що приймається за документом виробника про якість каната або документом про їх випробування, а під час розроблення – за даними стандарту;

F_{max} – найбільший розрахунковий натяг вітки каната.

$$F_{max} = \frac{10^4 \cdot (Q + G_n)}{a \cdot i_n \cdot \eta_n \cdot \eta^m} \quad (2.3)$$

де $G_n = (0,02 \dots 0,03) \cdot Q = (0,02 \dots 0,03) \cdot 12,5 = 0,25 \dots 0,375 \text{ т}$ - маса підвіски,

Q - маса вантажу, т;

$a = 2$ - кількість віток каната, які намотуються на барабан;

$m = 0$ - кількість відхиляючих блоків.

$$F_{max} = \frac{10^4 \cdot (12,5 + 0,3)}{2 \cdot 2 \cdot 0,99} = 32983 \text{ Н}$$

Z_p – мінімальний коефіцієнт використання каната (мінімальний коефіцієнт запасу міцності каната), визначаємо за табл. 2.1 в залежності від групи режиму класифікації механізму підймання М5 (ISO 4301/1-86);

$$F_{розр} = 4,5 \cdot 32983 = 184,7 \text{ кН}$$

Таблиця 2.1 – Коефіцієнт вибору канатів

Режими роботи, групи режиму роботи, класифікації механізмів відповідно			Рухомі канати	Нерухомі канати
за правилами Держгіртехнагляду	за ГОСТ 25835-83	за ISO 4301/1-86	Z_p	
Легкий (Л)	1М	М1	3,15	2,50
		М2	3,35	2,50
		М3	3,55	3,00
	2М	М4	4,00	3,50
	3М	М5	4,50	4,00
Середній (С)	4М	М6	5,60	4,50
Важкий (В)	5М	М7	7,10	5,00
Дуже важкий (ДВ)	6М	М8	9,00	5,00

Приймаємо канат подвійної звивки типу ЛК-Р0 конструкції $6 \times 36 + 1$ о.с.

ГОСТ 7688-80 з характеристиками:

- діаметр $d_k = 20$ мм;
- маркувальна група – 1670 МПа;
- маса каната (1000 м) – 1520 кг;
- розривне зусилля $F_{розр} = 197$ кН.

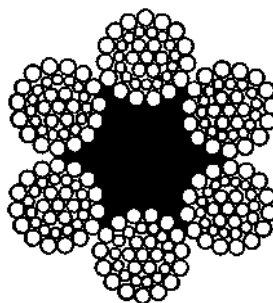


Рисунок 2.2 – Канат подвійної звивки типу ЛК-РО конструкції
6×36+1 о.с. ГОСТ 7688-80

2.3 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Зусилля натягу каната в місці кріплення

$$F_{KP} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}} \quad (2.4)$$

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

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

$\alpha = 3 \cdot \pi$ (1,5 витка) - кут обхвату барабана не змотуваними гілками,

$$F_{KP} = \frac{32983}{2,72^{0,16 \cdot 3 \cdot \pi}} = 7353 \text{ Н}$$

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3 \cdot F_{KP}}{d_1^2 \cdot [\sigma]_p} \quad (2.5)$$

де $d_1 = 10,106 \text{ мм}$ - внутрішній діаметр різьби гвинта (шпильки)

$[\sigma]_p = 50 \dots 60 \text{ МПа}$ - допустиме напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст 3.

Кількість гвинтів Z приймається не менше як два.

$$Z = \frac{3 \cdot 7353}{12,106^2 \cdot 55} = 3,8 \text{ приймаємо } Z=4.$$

2.4 Вибір гака

Гак підбирається відповідно до номінальної вантажопідйомності та групи режиму роботи машинного приводу. Вибрано гак №17, типу Б, масою 44,5 кг [2].

Позначення заготовки гака №17, типу Б (подовжений варіант), виконання 2 (із приливом) має вигляд:

Заготовка гака 17Б – 2 за ГОСТ 6627-74.

Запобіжні замки, призначені для однорогих гаків, що використовуються у вантажопідіймальних кранах та машинах загального призначення, повинні відповідати вимогам стандарту ГОСТ 12840-80.

2.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана

Мінімальні діаметри барабанів, блоків, зрівняльних блоків, що обгинаються сталевими канатами, визначають за формулами:

$$D_1 \geq h_1 \cdot d ; \quad D_2 \geq h_2 \cdot d ; \quad D_3 \geq h_3 \cdot d, \quad (2.6)$$

де d – діаметр каната, мм

D_1, D_2, D_3 – діаметри відповідно барабана, блока, зрівняльного блока по середній лінії навитого каната, мм

h_1, h_2, h_3 – коефіцієнти вибору діаметрів відповідно барабана, блока, зрівняльного блока, [табл. 1.2],

$$D_1 \geq h_1 \cdot d = 18 \cdot 20 = 360 \text{ мм, приймаємо } D_1 = 500 \text{ мм}$$

$$D_2 \geq h_2 \cdot d = 20 \cdot 20 = 400 \text{ мм, приймаємо } D_2 = 500 \text{ мм}$$

$$D_3 \geq h_3 \cdot d = 14 \cdot 20 = 280 \text{ мм, приймаємо } D_3 = 400 \text{ мм}$$

Таблиця 2.2 – Коефіцієнти вибору діаметрів барабана (h_1), блока (h_2), зрівняльного блока (h_3)

Режими роботи, групи режиму роботи, групи класифікації механізмів відповідно			Коефіцієнти вибору діаметрів		
за правилами Держгірпромнагляду	за ГОСТ 25835-83	за ISO 4301/1-86	h_1	h_2	h_3
Легкий (Л)	1М	М1	11,2	12,5	11,2
		М2	12,5	14,0	12,5
		М3	14,0	16,0	12,5
	2М	М4	16,0	18,0	14,0
	3М	М5	18,0	20,0	14,0
Середній (С)	4М	М6	20,0	22,4	16,0
Важкий (В)	5М	М7	22,4	25,0	16,0
Дуже важкий (ДВ)	6М	М8	25,0	28,0	18,0

Число витків нарізок на барабані:

$$Z = \frac{H \cdot i_n}{\pi \cdot D_1} + 4,5 \quad (2.7)$$

де $H = 16 \text{ м}$ - висота підйому вантажу;

D_1 - діаметр барабана по середній лінії каната, м;

4,5 - число витків кріплення каната та запасних.

$$Z = \frac{16 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,5} + 4,5 = 22,8 \text{ приймаємо } Z = 23$$

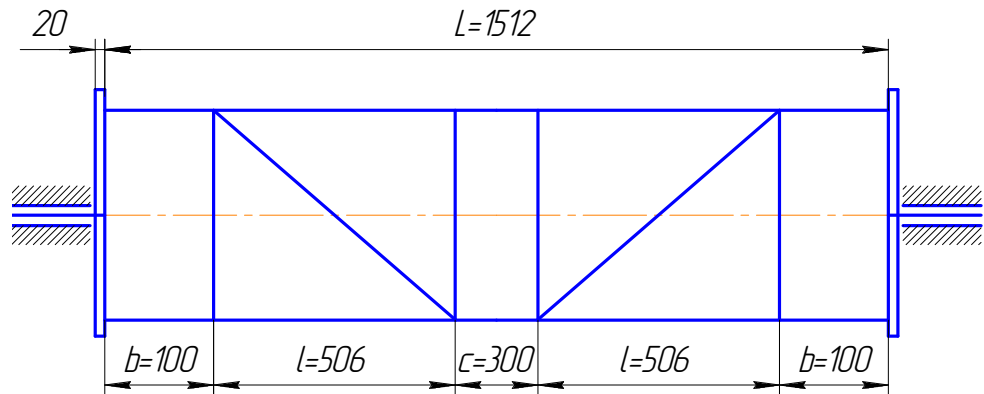


Рисунок 2.3 – Схема барабана

Довжина нарізки на барабані:

$$l = Z \cdot p, \quad (2.8)$$

де $p \geq 1,1 \cdot d_k = 1,1 \cdot 20 = 22 \text{ мм}$ - крок нарізки на барабані, приймаємо $p = 22 \text{ мм}$.

$$l = 23 \cdot 22 = 506 \text{ мм}$$

Загальна довжина барабану при здвоєному поліспасті:

$$L = 2 \cdot l + 2 \cdot b + c \quad (2.9)$$

де $b = 100 \text{ мм}$ - довжина гладкої частини на кінцях барабана;

c - довжина гладкої частини між нарізками, $c = 300 \text{ мм}$.

$$L = 2 \cdot 506 + 2 \cdot 100 + 300 = 1512 \text{ мм}$$

Товщину стінки приймають для сталевого барабана:

$$\delta \approx 1,2 \cdot d_{\kappa} = 1,2 \cdot 19,5 = 23,4 \text{ мм, приймаємо } \delta = 24 \text{ мм} \quad (2.10)$$

З умов технології виготовлення литих барабанів $\delta \geq 12 \text{ мм}$.

Стінки барабана перевіряють по напруженню стиску:

$$\sigma_{CT} = \frac{F_{max}}{\delta \cdot p} \leq [\sigma]_{CT}, \quad (2.11)$$

де $[\sigma]_{CT} = 120 \text{ МПа}$ - для барабанів зі сталі 25Л,

$\delta_p = d_{\kappa} = 20 \text{ мм}$ - товщина реборди, приймаємо $\delta_p = 20 \text{ мм}$.

2.6 Розрахунок елементів підвіски

2.6.1 Характеристика гака

Гак №17-Б:

$D = 120 \text{ мм}$; $S = 90 \text{ мм}$; $L = 640 \text{ мм}$; $d = 80 \text{ мм}$; $d_1 = 70 \text{ мм}$; $d_0 = M64$;

$m = 44,5 \text{ кг}$.

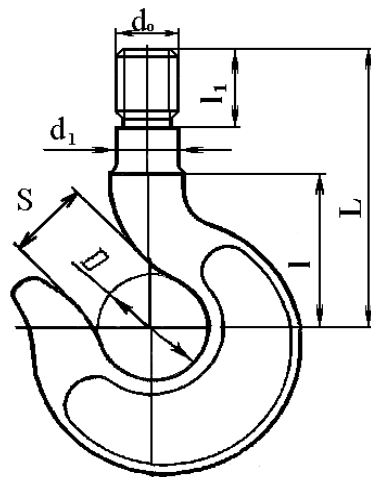


Рисунок 2.4 - Гак

Висоту гайки гака приблизно рівна довжині різьби хвостовика, а зовнішній діаметр дорівнює зовнішньому діаметру упорного підшипника.

2.6.2 Розрахунок підшипників

Упорний підшипник вибираємо по статичному навантаженню:

$$C_o = 1,2 \cdot Q = 1,2 \cdot 125000 = 15 \text{ кН}, \text{ та діаметру шийки гака } d_1 = 70 \text{ мм}.$$

Приймаємо підшипник легкої серії 8214 ГОСТ 6874-75 з параметрами [6]:

$$d = 70 \text{ мм}; D = 105 \text{ мм}; H = 14 \text{ мм}; d_1 = 70,2 \text{ мм}; r = 1,5 \text{ мм};$$

$$D_T = 12,7 \text{ мм}; z = 20; C = 70000 \text{ Н}; C_0 = 158000 \text{ Н}.$$

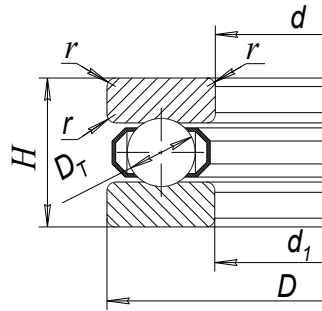


Рисунок 2.5 – Ескіз упорного підшипника

Підшипники блока підвіски вибираємо за динамічною вантажопідйомністю:

$$C = P_E \cdot \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot \omega_6}{1745}} \leq [C]_{ВП} \quad (2.12)$$

де P_E - еквівалентне навантаження на один з двох підшипників блока, Н;

$$P_E = 1,2 \cdot F_{\max} \cdot K_Q \cdot K_V \cdot K_D \quad (2.13)$$

$K_Q = 0,55$ – коефіцієнт навантаження, який залежить від групи режиму роботи;

$K_V = 1,35$ — кінематичний коефіцієнт при обертанні зовнішнього кільця підшипника;

$K_D = 1,2$ — динамічний коефіцієнт для механізму підйому,

$$P_E = 1,2 \cdot 32983 \cdot 0,55 \cdot 1,35 \cdot 1,2 = 35,2 \text{ кН}$$

L_{10h} — ресурс служби підшипника, $L = 5000$ год.

$$\omega = \frac{2 \cdot V_a \cdot (i_n - 1)}{D_2} = \frac{2 \cdot 0,2 \cdot (2 - 1)}{0,5} = 0,8 \text{ с}^{-1} \quad (2.14)$$

$V = 0,2 \text{ м/с}$ — швидкість підйому вантажу;

i_n — кратність поліспасти;

D_2 — діаметр блока по осі каната, м.

$$C = 35,2 \cdot \sqrt[3]{\frac{5000 \cdot 0,8}{1745}} = 46,8 \text{ кН} \leq [C]_{\text{вп}}$$

Підшипник вибираємо з каталогу по динамічній вантажопідйомності та прийнятому діаметру цапфи траверси. Повинні бути дотримані умови $C \leq [C]_{\text{кат}}$. Приймаємо підшипник середньої серії 312 по ГОСТ 8338-75 з параметрами [6]:

$d = 60 \text{ мм}; D = 130 \text{ мм}; B = 31 \text{ мм}; r = 3,5 \text{ мм}; D_T = 22,23 \text{ мм}; Z=8;$
 $C = 81900 \text{ Н}; C_0 = 48000 \text{ Н}; m = 1,7 \text{ кг}.$

2.6.3 Розрахунок параметрів траверси

Мінімальна висота траверси визначається залежністю:

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot M \cdot 10^3}{(B - d_0) \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 13812 \cdot 10^3}{(120 - 75) \cdot 100}} = 135 \quad (2.15)$$

де M — момент, який вигинає траверсу в середині небезпечного перерізу,

$$M = \frac{10^4 \cdot Q \cdot A}{4} = \frac{10^4 \cdot 12,5 \cdot 0,185}{4} = 13812 \text{ Нм} \quad (2.16)$$

де $A = B_1 + \sqrt{D_{\text{бл}} \cdot (i_n - 1)} = 160 + \sqrt{500 \cdot (2 - 1)} = 185 \text{ мм}$ - для скороченої підвіски

$$B_1 = (1,2 \dots 1,4) \cdot B = (1,2 \dots 1,4) \cdot 120 = (144 \dots 168), \text{ приймаємо } B_1 = 160 \text{ мм}$$

$$B = D_n + (10 \dots 20) = 105 + (10 \dots 20) = 115 \dots 125 \text{ мм}, \text{ приймаємо } B = 120 \text{ мм} -$$

ширина траверси,

$d_0 = d_1 + (2 \dots 5) = 70 + (2 \dots 5) = 72 \dots 75 \text{ мм}$ — діаметр отвору у траверсі для проходу шійки гака діаметром $d_1 = 70 \text{ мм}$, приймаємо $d_0 = 75 \text{ мм}$.

$[\sigma] = 100 \text{ МПа}$ — допустиме напруження згину для середнього небезпечного перерізу траверси.

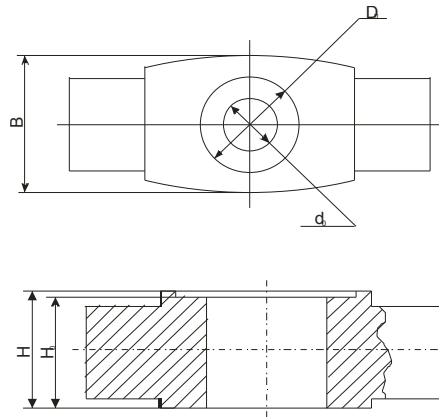


Рисунок 2.6 – Схема траверси

Необхідний діаметр цапфи траверси під підшипник блоків:

$$d_y = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1}{0,1 \cdot [\sigma]_{3\Gamma}}}, \quad (2.17)$$

де M_1 – згинальний момент при $i_n = 2$;

$$M_1 = F_{\text{max}} \cdot B_{\text{бл}} \cdot 10^{-3}, \quad (2.18)$$

$$B_{\text{бл}} = 4 \cdot \sqrt{D_{\text{бл}}} = 4 \cdot \sqrt{500} = 90 \text{ мм} - \text{ширина блока,}$$

$$M_1 = 32,9 \cdot 90 \cdot 10^{-3} = 2,96 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

$$d_y = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{2960}{0,1 \cdot 100}} = 70 \text{ мм}$$

Одержану розрахунком висоту траверси уточнюють, зважаючи на те, що $H \geq d_y$, $135 \geq 70$, умова виконується.

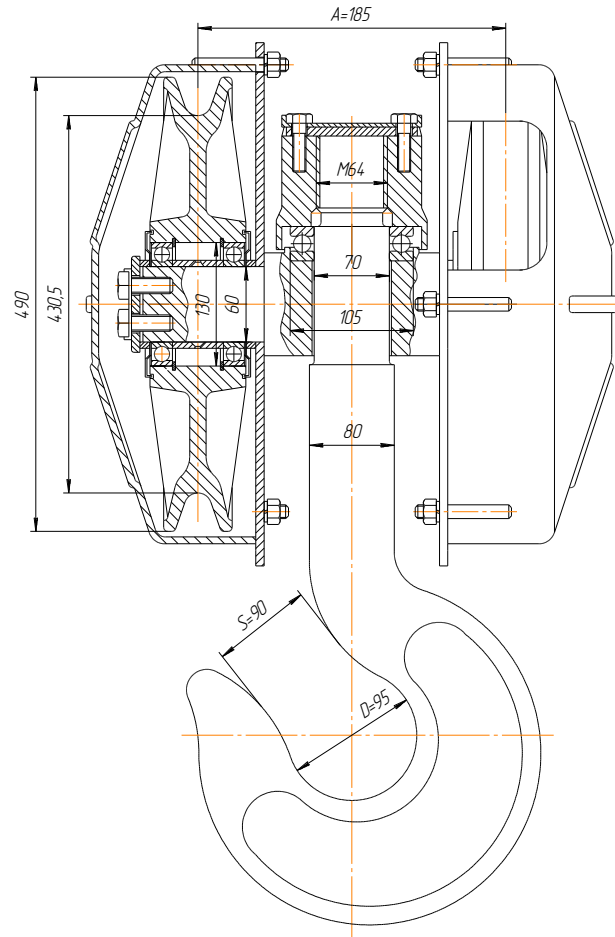


Рисунок 2.7 – Ескіз підвіски

2.7 Вибір електродвигуна

Електродвигун вибираємо з каталогу по необхідній потужності:

$$P_{CT} = \frac{10 \cdot Q_{max} \cdot V_n}{\eta}, \quad (2.19)$$

де $V_{II} = 0,2 \text{ м/с}$ - швидкість підйому вантажу,

η - загальний ККД механізму підйому;

$$\eta = \eta_{\Pi} \cdot \eta_{\delta} \cdot \eta_p \cdot \eta_M \quad (2.20)$$

де $\eta_n, \eta_{\delta}, \eta_p, \eta_M$ - ККД відповідно поліспасти, барабана, редуктора, муфти.

$\eta = 0,85 \dots 0,9$, приймаємо $\eta = 0,88$.

$$P_{CT} = \frac{10 \cdot 12,75 \cdot 0,2}{0,88} = 27,9 \text{ кВт}$$

Тип електродвигуна – **МТФ 411-6** [4].

Потужність – $P_{дв} = 30$ кВт.

Частота обертання – $n_{дв} = 945 \text{ хв}^{-1}$.

Максимальний момент – $T = 650 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Момент інерції – $I_p = 0,51 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Маса – $m = 280 \text{ кг}$,

2.8 Вибір редуктора

Редуктор вибираємо по передаточному числу та потужності P_{CT} :

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_{\delta}} = \frac{945}{15,28} = 41,1 \quad (2.21)$$

де $n_{дв} = 945 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання вала двигуна;

n_{δ} - частота обертання барабана при підйомі вантажу, хв^{-1} ;

$$n_{\delta} = \frac{60 \cdot V_{\Pi} \cdot i_{\Pi}}{\pi \cdot D_1} = \frac{60 \cdot 0,2 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,5} = 15,28 \text{ хв}^{-1}; \quad (2.22)$$

$V_{II}=0,2 \text{ м/с}$ - швидкість підйому вантажу,

$D_I=0,5 \text{ м}$ - діаметр барабана по центрам витків.

Приймаємо: редуктор – **Ц2–650** [8].

Передаточне число – $U=50,94$.

Потужність на швидкохідному валу – $P = 23,3 \text{ кВт}$.

Частота обертання швидкохідного валу – 750 хв^{-1} .

Крутний момент на тихохідному валу максимальний – $T_T = 33,1 \text{ кН·м}$.

Перевіряємо фактичну швидкість підйому вантажу:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{дв}}{i_n \cdot U_p \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 945}{2 \cdot 50,94 \cdot 60} = 0,19 \text{ м/с} \quad (2.23)$$

де U_p - передаточне число редуктора.

Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{V_n - V_{\phi}}{V_n} \cdot 100\% = \frac{0,19 - 0,2}{0,19} \cdot 100\% = 5\% \quad (2.24)$$

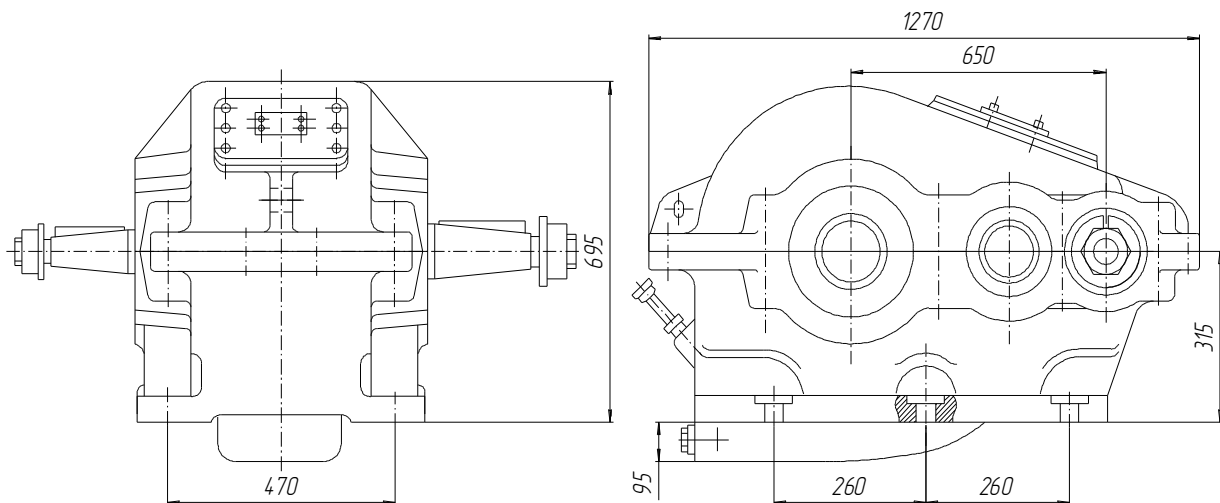


Рисунок 2.8 – Редуктор Ц2-650

2.9 Перевірка двигуна за часом пуску

Вибраний електродвигун необхідно перевірити по нагріву та по часу розгону механізму.

Еквівалентну потужність електродвигуна, котра не допускає перегріву обмоток:

$$P_{EKB} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{CT} \leq P_{25}, \quad (2.25)$$

де $K_{25} = 0,5$ - коефіцієнт приведення потужності для легкого режиму роботи.

$\gamma = 0,86$ – коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом потужність двигуна.

$$P_{EKB} = 0,5 \cdot 0,86 \cdot 27,9 = 12,6 \leq 26 \text{ кВт}$$

Перевірка електродвигуна по часу розгону:

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_{\partial}}{T_n^{CP} \pm T_{CT}} \geq [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с} \quad (2.26)$$

де I_{3B} - приведений до валу двигуна момент інерції рухаючих мас, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$I_{3B} = \delta \cdot (I_P + I_M) + m \cdot \frac{D^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot U_P^2 \cdot \eta_3}, \quad (2.27)$$

$\delta = 1,2$ - коефіцієнт, враховуючий момент інерції обертових мас деталей, без вала двигуна;

I_p, I_M - відповідно моменти інерції ротора двигуна та гальмового шківів (муфти),

$$I_p = 0,51 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

$$I_M = 0,8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2;$$

$$m = 10^3 \cdot Q_{max} = 10^3 \cdot 12,75 = 12750 \text{ кг} - \text{ маса вантажу, який піднімають,}$$

R_b - радіус барабана,

$$R_b = 0,25 \text{ м};$$

U_p - передаточне число редуктора;

$$U_p = 50,94;$$

T_n^{cp} - середній пусковий момент електродвигуна, Н·м;

$$T_n^{cp} = \psi \cdot T_H = 1,6 \cdot 303 = 469 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (2.28)$$

де $\psi = 1,6$ - середня кратність пускового моменту для двигунів трьохфазного струму с фазним ротором.

T_H - номінальний момент електродвигуна;

$$T_H = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot P_{\partial}}{n_{\partial}} = \frac{9,55 \cdot 10^3 \cdot 30}{945} = 303 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2.29)$$

$$I_{3B} = 1,2 \cdot (0,51 + 0,8) + 12750 \cdot \frac{0,5^2}{4 \cdot 2^2 \cdot 50,94^2 \cdot 0,88} = 1,96 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

$$T_{ст} = \frac{10^4 \cdot Q_{max} \cdot D_1}{2 \cdot i_n \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{10^4 \cdot 12,75 \cdot 0,5}{2 \cdot 2 \cdot 50,94 \cdot 0,88} = 355,5 \text{ Н}\cdot\text{м} - \text{ момент на валу двигуна}$$

від маси вантажу.

$$t_n = \frac{1,96 \cdot 75,36}{469 \pm 355,5} = 0,78 \leq [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с};$$

2.10 Вибір гальма та муфт

Гальма механізму підйому вибираємо по потрібному гальмовому моменту T_{Γ} , $H \cdot m$:

$$T_{\Gamma} = \frac{10^4 \cdot Q_{\max} \cdot D_1 \cdot \eta \cdot K_{\Gamma}}{2 \cdot i_{\text{п}} \cdot U_{\text{p}}} = \frac{10^4 \cdot 12,75 \cdot 0,5 \cdot 0,88 \cdot 1,5}{2 \cdot 2 \cdot 50,94} = 482 \text{ H} \cdot \text{m} \quad (2.30)$$

де $K_{\Gamma} = 1,5$ - коефіцієнт запасу гальмування для легкого режиму роботи.

Тип гальм – **ТКГ-300** [4].

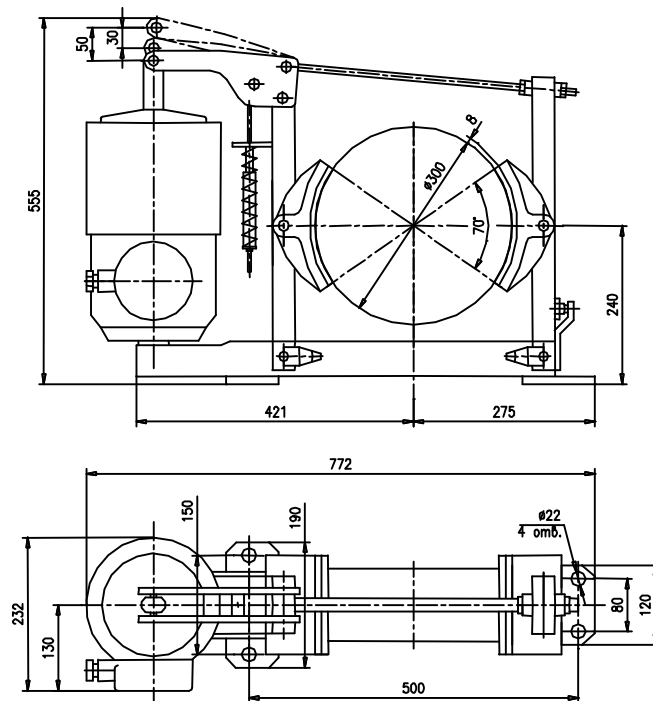


Рисунок 2.9 – Гальма ТКГ-300

Діаметр гальмівного шківа – 300 мм;

Ширина шківа – 140 мм;

Найбільший гальмовий момент – 800 Н·м;

Маса гальм – 100 кг.

Муфту для з'єднання валів двигуна та редуктора вибирають в залежності від крутного моменту:

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{MAX}; \quad (2.31)$$

де $T_H = 303 \text{ Н}\cdot\text{м}$ - номінальний момент, який передає муфта;
 $K_1 = 1,8$ - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_2 = 1,1$ - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму.

$$T_M = 303 \cdot 1,8 \cdot 1,1 = 681 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Муфта зубчаста з проміжним валом МЗП по ГОСТ 5006 [4].

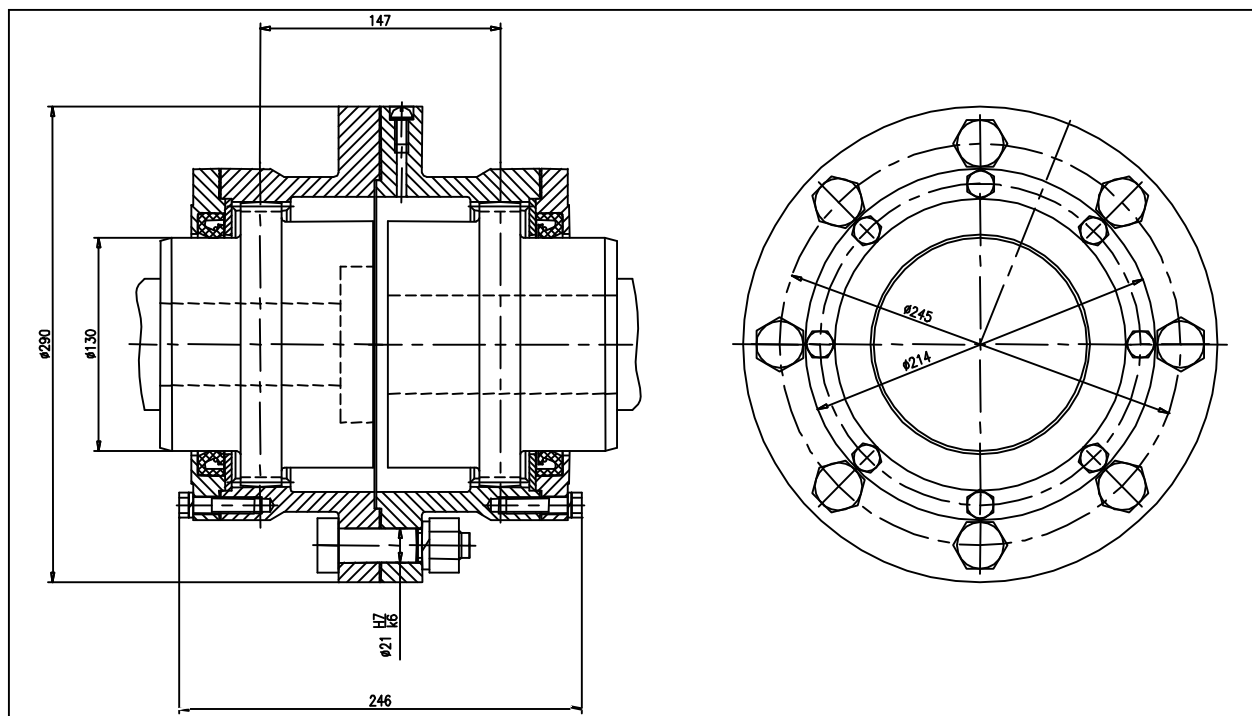


Рисунок 2.10 – Муфта зубчаста

Найбільший крутний момент - 710 Н·м.

Діаметр шківів під гальмо – 300 мм.

3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

3.1 Вибір схеми механізму пересування візка

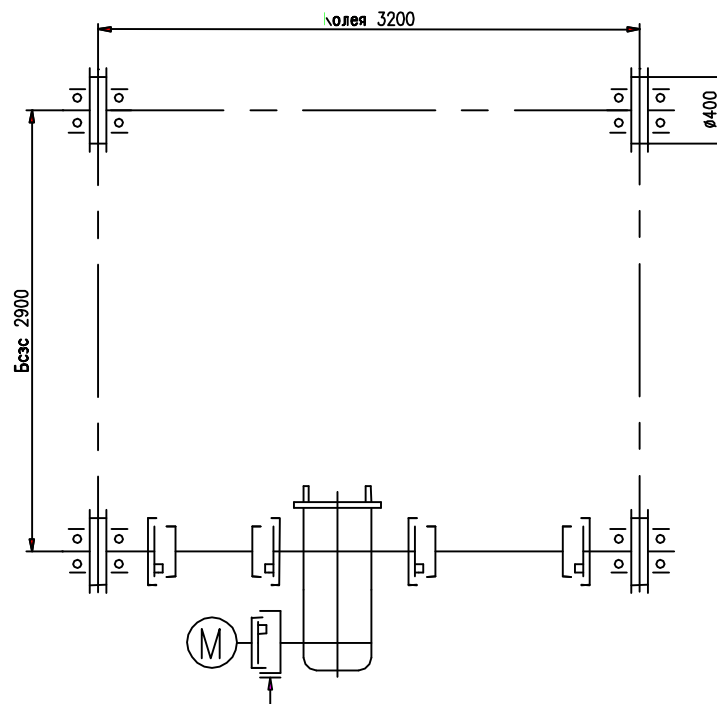


Рисунок 3.1 – Схема механізму пересування візка

3.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса

При рівномірному навантаженні на колеса візка визначаємо максимальний тиск на колесо, Н

$$R = \frac{(Q + G_B) \cdot 10^4}{4} \quad (3.1)$$

де $Q = 50$ т - номінальна вантажопідйомність;

$G_B = 8$ т - маса візка;

$$R = \frac{(50 + 8) \cdot 10^4}{4} = 145000 \text{ Н} .$$

3.3 Вибір ходових коліс

Ходові колеса та горизонтальні ролики підбираються з урахуванням найбільшого навантаження, швидкості переміщення та групи режиму експлуатації механізму:

- Діаметр колеса становить 400 мм;
- Тип рейки — Р38 згідно з ГОСТ 3542-47;
- Швидкість руху — 0,66 м/с;
- Допустиме навантаження — 218 кН.

Діаметр цапф валів коліс та роликів дорівнює

$$d_k = 0.2 \cdot D_k = 0.2 \cdot 400 = 80 \text{ мм}$$

3.4 Опір пересування візка

Визначимо максимальний опір пересування візка, встановленого у приміщенні, Н

$$W = W_{TP} + 1,1W_I \quad (3.2)$$

де W_{TP} - сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс кранів без горизонтальних роликів та візків всіх кранів, Н;

$$W_{TP} = \frac{10^4(Q + G_B)}{D}(2\mu + fd)K_p \quad (3.3)$$

де $Q = 50$ т - номінальна вантажопідйомність;

$G_B = 8$ т - маса візка;

μ - коефіцієнт тертя у підшипниках кочення, $\mu = 0,0003$;

$f = 0,015$ - коефіцієнт тертя ковзання,

$d = 0,08$ м - діаметр цапфи вала колеса;

K_p - коефіцієнт тертя реборд з рейками:

$K_p = 2,5$ - для механізму пересування консольного крана.

$$W_{TP} = \frac{10^4 \cdot (50 + 8)}{0,4} \cdot (2 \cdot 0,0003 + 0,015 \cdot 0,08) \cdot 2,5 = 6525 \text{ Н}$$

Сила інерції при допускному прискоренні $[a] = 0,2 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$

$$W_i = 10^3(Q + G_B) \cdot [a] = 10^3 \cdot 58 \cdot 0,2 = 11600 \text{ Н} \quad (3.4)$$

Максимальний опір пересування візка.

$$W = 6525 + 1,1 \cdot 11600 = 19285 \text{ Н}$$

3.5 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування візка, кВт

$$P = \frac{W \cdot V}{10^3 \eta_3 \psi} = \frac{19285 \cdot 0,66}{10^3 \cdot 0,9 \cdot 1,6} = 7,63 \text{ кВт} \quad (3.5)$$

де $W = 19285$ Н- опір руху крана;

$V = 0,66$ м/с - швидкість руху крана;

η_3 - ККД приводу з зубчастими редукторами, $\eta_3 = 0,9$;

$\psi = 1,6$ - середня кратність пускового моменту двигуна.

Вибираємо двигун K21R160M6HBTWS

Потужність – Рдв= 7,5 кВт.

Частота обертання – пдв = 960 хв-1.

Момент інерції – $I_p = 0,053$ кг·м².

Маса – $m=86$ кг

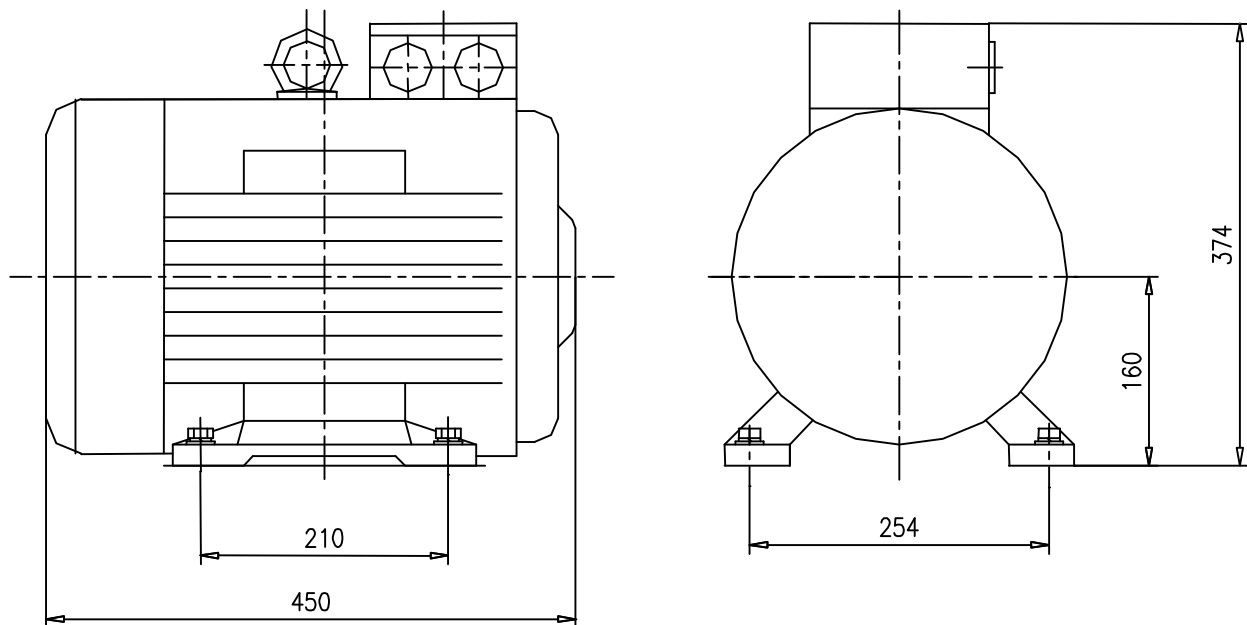


Рисунок 3.2 – Двигун K21R160M6HBTWS

Вибраний електродвигун потрібно перевірити по нагріву та по часу розгону механізму.

Еквівалентна потужність електродвигуна, котра не допускає перегріву обмоток:

$$P_{\text{экв}} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P \quad (3.6)$$

де $K_{25} = 0,75$ - коефіцієнт приведення потужності для середнього режиму роботи.

$\gamma = 1,12$ - коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом потужність двигуна.

де $P_{\text{СТ}}$ - потужність при усталеному русі, кВт;

$$P_{\text{СТ}} = \frac{W_{\text{ТР}} \cdot V}{10^3 \cdot \eta_3} = \frac{6525 \cdot 0,66}{10^3 \cdot 0,9} = 4,785 \text{ кВт}$$

$$P_{\text{ЕКВ}} = 4,785 \cdot 1,12 \cdot 0,75 = 4 \text{ кВт}$$

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

$$4 \leq 7,5 \leq 7,63$$

3.6 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{\omega_d}{\omega_K} \quad (3.7)$$

де $n_d = 960$ хв-1 - частота обертання вала двигуна;

n_K - частота обертання ходового колеса крана, хв-1

$$n_K = \frac{60 \cdot 0,66}{3,14 \cdot 0,4} = 32 \text{ хв}^{-1}$$

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{960}{32} = 30$$

Редуктори механізму пересування візка вибираємо по розрахунковій потужності на швидкохідному валі, передаточному числу, частоті обертання вала двигуна з урахуванням режиму роботи:

Тип редуктора – ВК-475

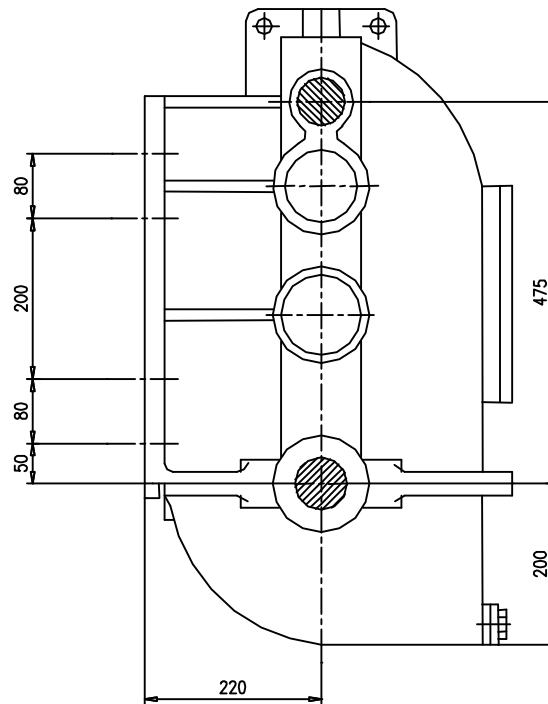


Рисунок 3.3 – Редуктор ВК-475

Передаточне число – $U_p=29,01$;

Частота обертання – 1000 хв.^{-1} ;

Маса редуктора – $31,5 \text{ кг}$.

Фактична швидкість пересування, м/с:

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{d\phi}}{60 \cdot U_p} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 960}{60 \cdot 29,06} = 0,69 \text{ м/с} \quad (3.8)$$

де U_p - передаточне число редуктора по каталогу.

Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{V_\phi - V}{V} \cdot 100\% = \frac{0,69 - 0,66}{0,69} \cdot 100\% = 4,4\% \leq 5\% \quad (3.9)$$

Редуктор механізму пересування крана перевіряють за розрахунковою потужністю на швидкохідному валу, передавальним числом і частотою обертання вала двигуна з урахуванням умов експлуатації.

Розрахункова потужність

$$P_p = K_p \cdot P = 2,25 \cdot 9,2 = 20,7 \text{ кВт}$$

де $K_p = 2,25$ - для групи режиму роботи М5 для редуктора ВК-475.

$P = 9,2$ кВт – найбільша потужність, яку передає редуктор.

3.7 Вибір муфт

Муфту для з'єднання валів двигуна та редуктора вибирають в залежності від крутного моменту:

$$T_m = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{MAX} \quad (3.10)$$

$$T_m = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 = 1082 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 1428 \text{ Нм}$$

$$T_H = \frac{10^3 \cdot P_g}{w_g} = \frac{7,5 \cdot 10^3}{54,1} = 1082 \text{ Нм}$$

Зубчаста напівмуфта з гальмівним шківом

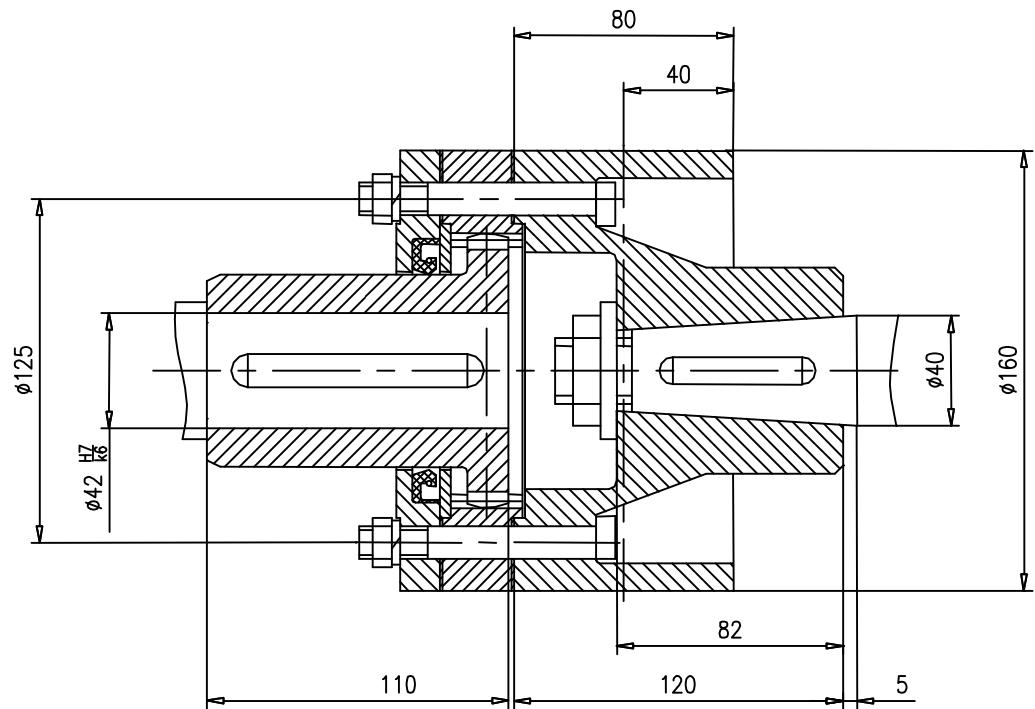


Рисунок 3.4 – Напівмуфта з гальмівним шківом

Найбільший момент - 1600 Н·м.

Маса муфти – 30 кг.

Момент інерції – 0,6 кгм².

$$T_{MT} = \frac{W \cdot D_w}{z_d \cdot \eta_w \cdot \eta_c} = \frac{19285 \cdot 0,4}{2 \cdot 0,98 \cdot 0,99} = 3975 \text{ Нм}$$

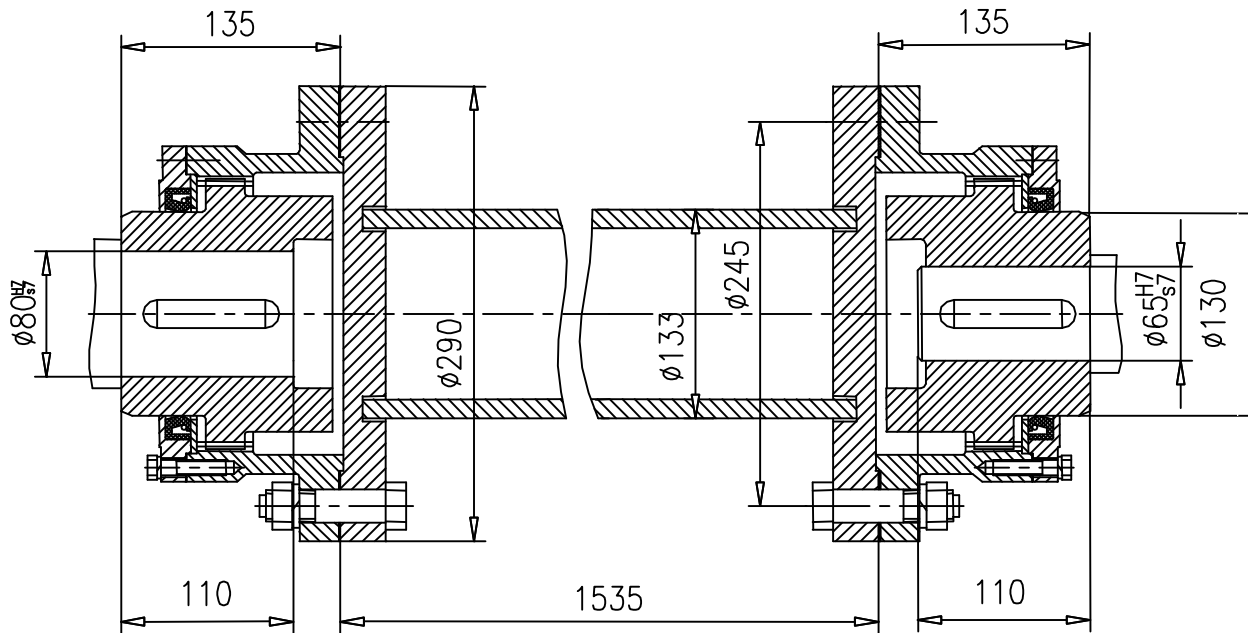


Рисунок 3.5– Зубчасті напівмуфти на тихоходному валі
Найбільший момент - 10000 Н·м.

3.8 Вибір гальм

Гальма вибираємо та регулюємо за гальмівним моментом, який забезпечує допустиме сповільнення при гальмуванні вантажного крана або візка, Нм:

$$T_r = \frac{I_{3B}^T \omega_d}{t_r} - T_{CT}^r \quad (3.11)$$

t_r - тривалість гальмування візка з вантажем, с;

$$t_r = \frac{V}{[a]} = \frac{0,66}{0,2} = 3,3c$$

$$[a] = 0,2 \frac{m}{c^2}.$$

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас, кгм²

$$I_{3B}^T = \delta(I_P + I_M) + m \frac{R^2}{U_P^2} \cdot \eta_3 \quad (3.12)$$

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

$I_P = 0,053$ кгм² - момент інерції ротора двигуна;

$I_M = 0,6$ кгм² - момент інерції муфти;

$m = 101000$ кг - маса крана з вантажем;

$R = 0,2$ м - радіус колеса, м;

$U_P = 29,06$ - передаточне число редуктора ;

$\eta_3 = 0,9$ - загальний ККД.

$$I_{3B}^T = 1,2(0,053 + 0,6) + 101000 \frac{0,2^2}{29,06^2} \cdot 0,9 = 5 \text{ кгм}^2$$

Момент сил опору при усталеному русі навантаженого візка, Нм

$$T_{CT}^T = \frac{W_T D}{2U_P \eta_3} = \frac{6525 \cdot 0,4}{2 \cdot 29,06 \cdot 0,9} = 49,9 \text{ Нм} \quad (3.13)$$

де $W_T = 6525$ Н - опір руху навантаженого візка;

$D = 0,4$ - діаметр ходового колеса, м.

$$T_T = \frac{5 \cdot 54,1}{3,3} - 499 = 32 \text{ Нм}$$

Обираємо гальмо ТКГ-160

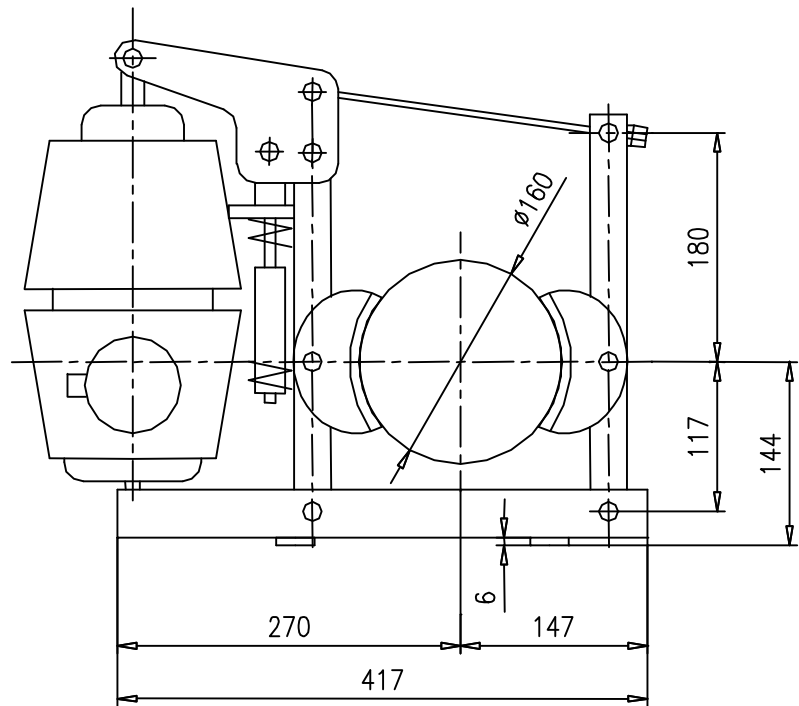


Рисунок 3.6 – Гальма ТКГ-160

$D_u = 160$ мм – діаметр шківів;

$T = 100$ Нм – найбільший гальмівний момент;

$M = 21$ кг – маса гальма

3.9 Перевірка двигуна за тривалістю розгону та запасом зчеплення коліс з рейкою

Для порожнього візка тривалістю розгону візка без вантажа

$$t_P^1 = \frac{I_{3B}^1 \cdot \omega}{T_{CP} - T_{CT}^1} = 6 \dots 10 \text{ с} \quad (3.14)$$

де I_{3B}^1 - зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кгм^2 :

$$I_{3B}^1 = \delta(I_P + I_M) + m^1 \frac{R^2}{U_P^2 \cdot \eta_3}; \quad (3.15)$$

$$I_{3B}^1 = 0,7836 + 8000 \frac{0,04}{29,06^2 \cdot 0,9} = 1,2 \text{ кгм}^2$$

T_{II}^{CP} - середній пусковий момент двигуна,

$$T_{II}^{CP} = T_H \psi;$$

T_H - номінальний момент двигуна, Нм,

$$T_H = \frac{P_{\partial} \cdot 10^3}{\omega_{\partial}} = \frac{7,5 \cdot 10^3}{54,1} = 1082 \text{ Нм} \quad (3.16)$$

P_{∂} - потужність двигуна, кВт;

n_{∂} - частота обертання вала двигуна, хв-1;

φ - середня кратність пускового моменту;

$$\varphi = 1,6$$

$$T_{II}^{CP} = 1082 \cdot 1,6 = 1731 \text{ Нм}$$

$$t_P^1 = \frac{1,2 \cdot 54,1}{1731 - 50} = 2 \text{ с}$$

Сила інерції при розгоні не навантаженого візка, Н

$$W_i = 10^3 G \frac{V}{t_P^1} = 10^3 \cdot 8 \cdot \frac{0,66}{2} = 2440 \text{ Н} \quad (3.17)$$

де $G=8$ т маса візка без вантажа;

$V=0,66$ м/с швидкість руху,.

Опір у цапфах приводних коліс при русі без вантажа, Н

$$W_{TP}^{ПП} = R_{ПП}^{1min} \cdot f \cdot d \cdot \frac{1}{D} \quad (3.18)$$

$$W_{TP}^{ПП} = 20000 \cdot 0,02 \cdot 0,08 \cdot \frac{1}{0,4} = 80H$$

де $R_{ПП}^{1min}$ - найменше зусилля на приводні колеса при русі без вантажа, Н;

$f = 0,015 \dots 0,02$ - коефіцієнт тертя у цапфах приводних коліс;

d - діаметр цапфи, м;

D - діаметр ходового колеса, м.

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажа

$$K_{сц} = \frac{R_{ПП}^{1min} \cdot \varphi}{W_T^1 + W_i - W_T^{ПП}} \geq 1,2 \quad (3.19)$$

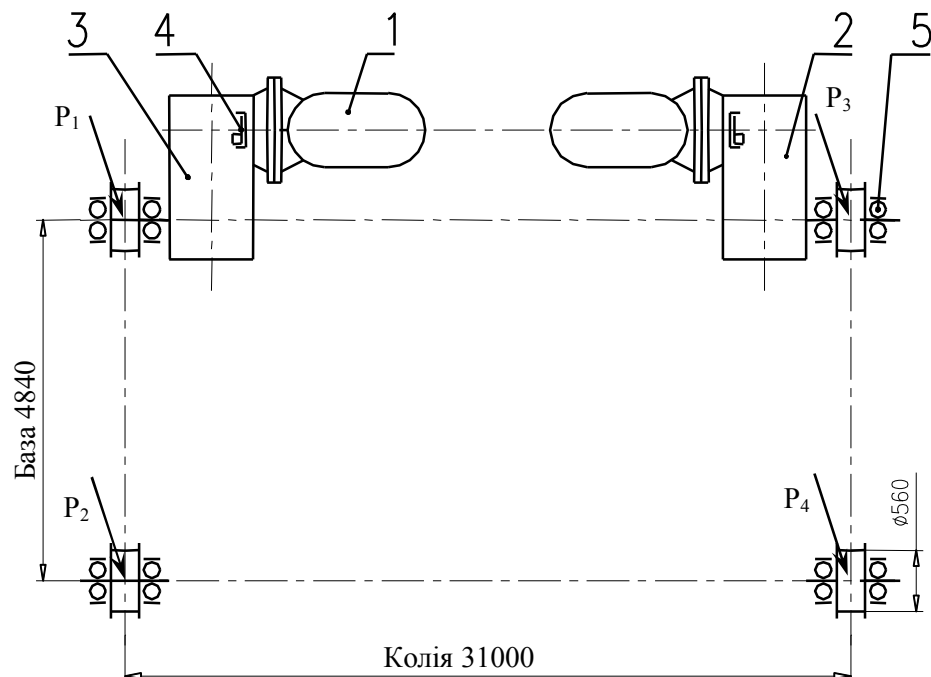
$$K_{сц} = \frac{20000 \cdot 0,2}{900 + 2440 - 80} = 1,25 \geq 1,2$$

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

4 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

4.1 Вибір схеми механізму пересування крана

Приймаємо схему з розділеним приводом, керуючись існуючим аналогом крана.



1 – двигун, 2 – редуктор, 3 – редуктор, 4 – полумуфта, 5 – колесо

Рисунок 4.1 – Розрахункова схема механізму пересування крана

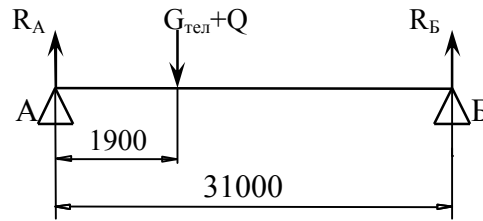


Рисунок 4.2 – Реакції опор крана при крайньому положенні візка з вантажем.

4.2 Визначення максимального тиску на ходові колеса

Ходові колеса кранів підбирають з урахуванням найбільшого навантаження на колесо, швидкості руху та умов експлуатації.

Сила діюча на колеса крану при встановленні візка в одне з крайніх положень (найгірший варіант):

$$R = \left(\frac{G_K}{4} + (Q + G_B) \right) \cdot \frac{L - l_{\min}}{2 \cdot L} = \left(\frac{51}{4} + (50 + 8) \right) \cdot \frac{31 - 1,9}{2 \cdot 31} \cdot 10^4 = 40 \text{ кН} \quad (4.1)$$

Масу візка мостового крана $G_e = 8000$ кг.

Підбір ходових коліс крана здійснюється з урахуванням зусилля R , швидкості переміщення $V = 1$ м/с та групи режиму роботи М5 (полегшений режим).

Діаметр колеса становить 560 мм.

Рейка типу КР80-А відповідно до ГОСТ 4121-96.

Швидкість пересування – 1 м/с.

Допустиме навантаження – 200 кН.

Діаметр цапф валів коліс:

$$d = (0,2 \div 0,3) \cdot D = 0,2 \cdot 560 = 110 \text{ мм} \quad (4.2)$$

де $D = 560$ мм - діаметр колеса.

4.3 Опір пересування крана

Максимальний опір пересуванню крана, розташованого в приміщенні, визначають по формулі:

$$W = W_T + W_i = 7564 + 0,991 = 8555 \text{ H} \quad (4.3)$$

де W_m - сила опору від тертя в підшипниках та на доріжках кочення коліс,

$$W_T = \frac{10^4 \cdot (Q + G_k)}{D} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot K_p \quad (4.4)$$

де $Q = 50 \text{ т}$ - номінальна вантажопідйомність;

$G_k = 51 \text{ т}$ - маса крана;

$D = 0,56 \text{ м}$ - діаметр ходового колеса;

$\mu = 0,06$ - коефіцієнт тертя ковзання;

$f = 0,015$ - коефіцієнт тертя в підшипниках кочення;

$d = 0,11 \text{ м}$ - діаметр вісі колеса;

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

$$W_T = \frac{10^4 \cdot (50 + 51)}{0,56} \cdot (2 \cdot 0,06 + 0,015 \cdot 0,11) \cdot 1,5 = 7564 \text{ H}$$

Сила опору при ухлоні колії

$$W_y = g \cdot \alpha \cdot (G_{кр} \cdot Q) = 9,81 \cdot 0,001 \cdot (50 + 51) = 0,991 \text{ H} \quad (4.5)$$

де $\alpha = 0,001$ - уклон колії для мостових кранів

4.4 Визначення потужності двигуна, його вибір

Необхідна потужність електродвигуна механізму пересування крана:

$$P = \frac{W \cdot V}{10^3 \cdot \eta \cdot \psi} = \frac{8555 \cdot 1}{10^3 \cdot 0,95 \cdot 2} = 4,5 \text{ кВт} \quad (4.6)$$

де V - швидкість пересування крана, м/с;

η - ККД приводу,

$\psi = 2$ - середня кратність пускового моменту двигуна.

При розподіленому приводі потужність двигуна з кожного боку становить 0,6 розрахункової:

$$P_{д} = 0,6 \cdot P = 0,6 \cdot 4,5 = 2,7 \text{ кВт} \quad (4.7)$$

Тип електродвигуна – **B21F160M6LEN** [4].

В двигун встроєно гальмо ВФК458-18.

Потужність – $P_{дв} = 7,5$ кВт.

Частота обертання – $n_{дв} = 960$ хв⁻¹.

Максимальний момент – $T = 74,6$ Н·м.

Момент інерції – $I_p = 0,056$ кг·м².

Маса – $m = 92$ кг.

Вибраний електродвигун потрібно перевірити по нагріву та по часу розгону механізму.

Еквівалентну потужність електродвигуна, котра не допускає перегріву обмоток:

$$P_{екв} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P \leq P_{25} \quad (4.8)$$

де $K_{25} = 0,5$ - коефіцієнт приведення потужності для легкого режиму роботи.

$\gamma = 1,25$ – коефіцієнт, який визначає еквівалентну за нагрівом потужність двигуна.

Перевірка двигуна за нагріванням:

$$P_{екв} = 0,5 \cdot 1,25 \cdot 4,5 = 2,8 \text{ кВт} \leq 3,1, \text{ умова виконується.}$$

4.5 Вибір редуктора

Редуктор вибирають по каталогу на редуктори по передаточному числу U_p , потрібній потужності P або крутильному моменту T на тихохідному валу з урахуванням режиму роботи:

$$U_p = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{дв}}{V} = \frac{3,14 \cdot 0,56 \cdot 960}{60} = 26,3 \quad (4.9)$$

де $n_{дв}$ – частота обертання вала двигуна $n_{дв} = 960 \text{ хв}^{-1}$;

Тип редуктора - **5ЦЗвк(ф)-200-25**

Передаточне число – $U_p = 25$.

Частота обертання – 1500 хв^{-1} .

Маса редуктора – 260 кг.

Фактична швидкість пересування, м/с:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{дв}}{U_p} = \frac{3,14 \cdot 0,56 \cdot 960}{25} = 1,1 \text{ м/с} \quad (4.10)$$

де U_p - передаточне число редуктора по каталогу.

Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{V_{\phi} - V}{V} \cdot 100\% = \frac{1,1 - 1}{1,1} \cdot 100\% = 4,3\% \quad (4.11)$$

Перевірка за передаточним числом:

$$\Delta U = \frac{U_{\phi} - U}{U} \cdot 100\% = \frac{26,3 - 25}{26,3} \cdot 100\% = 4,8\% \quad (4.12)$$

Редуктори механізму пересування візка перевіряють по розрахунковій потужності на швидкохідному валі, передаточному числу, частоті обертання вала двигуна з урахуванням режиму роботи.

4.6 Вибір гальм

Гальмівний момент одного гальма, (Нм)

$$M_T = \frac{D \cdot \eta_0}{2 \cdot t_p \cdot z_d} \left[(G_{kp} + Q) \gamma_{zp} - \frac{W_T}{K_p \cdot \eta_0^2} \right] + \frac{GD_{ep}^2 \cdot n_n}{375 \cdot V_{\phi} \cdot z_d} \gamma_{zp} \quad (4.13)$$

де $z_{\epsilon}=2$ кількість приводів

$D=0,56$ м діаметр коліс

$K_p = 1,5$

$W_T=7,564$ Н сила опору від тертя в підшипниках та на доріжках кочення коліс

$n_{дв} = 960$ хв⁻¹ частота обертання

$V_{\phi}=0,125$ м/с фактична швидкість пересування крана

$\gamma_{zp} = 0,2$ уповільнення при гальмуванні крана з вантажем

$$M_T = \frac{0,56 \cdot 0,95}{2 \cdot 25 \cdot 2} \left[101 \cdot 0,2 - \frac{7564}{1,5 \cdot 0,95^2} \right] + \frac{0,537 \cdot 960}{375 \cdot 0,125 \cdot 2} 0,2 = 77,5 \text{ Нм}$$

Маховий момент вращающихся мас усього крана, приведенний до гальмівного валу, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

$$GD_{\text{вр}}^2 = 1,2 \cdot GD_{\text{р}}^2 \cdot z_d = 1,2 \cdot 0,224 \cdot 2 = 0,537 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

(4.14)

$$GD_{\text{р}}^2 = 4 \cdot J_{\text{р}} = 4 \cdot 0,056 = 0,224 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

Максимальний гальмівний момент $[M_{\text{T}}]=150 \text{ Нм}$

4.6 Перевірка двигуна за запасом зчеплення коліс з рейкою

Запас зчеплення приводних коліс порожнього крана оцінюють коефіцієнтом запасу зчеплення.

$$K_{\text{сц}} = \frac{M_{\delta}}{0,9 \cdot M_n \cdot z'_d - M_{\text{сц}} - M_{\text{вр}}} \geq 1,2$$

(4.15)

$z'_d=1$ кількість двигунів, встановлених на одній стороні крана

Бусковочний момент, приведенний до вала двигуна, $\text{кН}\cdot\text{см}$

$$M_{\delta} = G_{\text{к}} \cdot f_1 \cdot \frac{D}{2 \cdot \iota_{\text{р}} \cdot \eta_0} = 507,5 \text{ Нм}$$

(4.16)

$$G_{\text{к}} = P + \frac{G_{\text{тел}}}{2} = 9,81 \cdot (19,165 + \frac{8}{2}) = 227,25 \text{ кН};$$

$P = 19,165 \text{ тс}$ – вага менш нагруженої сторони крана,

$G_{\text{тел}} = 8 \text{ тс}$,

$D = 0,56 \text{ м}$;

$\iota_{\text{р}} = 25$;

$\eta_0 = 0,95$

Максимальний пусковий момент двигуна, кН·см

$$M_{\Pi} = M_{\text{ном}} \cdot \psi = 7,6 \cdot 2 = 152 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.17)$$

Момент статического сопротивления движению приводных колес крана без учета трения реборд о рельс, Н·м

$$M_{\text{ст}} = G_{\text{к}} \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{2 \cdot r_p \cdot \eta_o} = 51 \cdot \frac{2 \cdot 0,06 + 0,11 \cdot 0,015}{2 \cdot 25 \cdot 0,95} = 13 \text{ Нм} \quad (4.18)$$

$d = 0,11$ м; діаметр підшипників коліс

$f = 0,015$; коефіцієнт тертя у підшипниках

$\mu = 0,06$ плече тертя кочення сталевих коліс

Момент, який треба для подолання сил інерції обертових мас механізма пересування, приведений до валу двигуна, Н·м

$$M_{\text{вр}} = (z_d \cdot M_{\Pi} - M_c) \frac{GD_{\text{сп}}^2 \cdot z_d'}{GD_o^2 \cdot z_d} \quad (4.19)$$

$$M_{\text{вр}} = (2 \cdot 152 - 48,3) \cdot \frac{0,537^2 \cdot 1}{26,14^2 \cdot 2} = 2,56 \text{ Нм}$$

Сумарний обертовий момент на валу двигунів від сил опору пересування крана без вантажу. Нм

$$M_c = W_1 \frac{D}{2 \cdot r_p \cdot \eta_o} = 4100 \cdot \frac{0,56}{2 \cdot 25 \cdot 0,95} = 48,3 \text{ Нм} \quad (4.20)$$

$z_d = 2$ – кількість приводів

$$GD_{\text{вр}}^2 = 0,537 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$W_1 = g \cdot G_{\text{кр}} \cdot \frac{2 \cdot \mu + d \cdot f}{D} K_p + g \cdot \alpha \cdot G_{\text{кр}}$$

$$W_1 = 9,81 \cdot 48,455 \cdot \frac{2 \cdot 0,06 + 0,11 \cdot 0,015}{0,56} \cdot 1,5 + 9,81 \cdot 0,001 \cdot 48,455 = 4,1 \text{ кН}$$

$$G_{кр} = 48,455 \text{ тс}$$

Сумарний маховий момент усього крана без вантажу, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

$$GD_o^2 = GD_{вр}^2 + GD_{пост}^2 = 0,537^2 + 25,6^2 = 26,14 \quad \text{кг}\cdot\text{м}^2 \quad (4.21)$$

Приведений до валу двигуна маховий момент поступово-рухаючихся мас крана без вантажу, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$

$$GD_{пост}^2 = \frac{G_{кр} \cdot 1000 \cdot D^2}{i_p^2 \cdot \eta_o \cdot 100^2} = \frac{48,455 \cdot 1000 \cdot 0,56^2}{25 \cdot 0,95 \cdot 100^2} = 25,6 \quad \text{кг}\cdot\text{м}^2 \quad (4.22)$$

Таким чином, коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу буде дорівнювати:

$$K_{зч} = \frac{507,5}{0,9 \cdot 152 \cdot 1 - 13 - 2,56} = 1,6 \geq 1,2 \text{ - умова виконується.}$$

5 РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНУ

5.1 Вибір матеріалу

Найчастіше для розрахункових елементів металоконструкцій використовують вуглецеві сталі марок ВСт3сп5 за ГОСТ 380-88 і сталь 20 за ГОСТ 1050-88, а також низьколеговані сталі марок 09Г2, 09Г2С, 15ХСНД та 10ХСНД згідно з ГОСТ 19282-73. У порівнянні зі сталлю Ст3, низьколеговані сталі відрізняються вищими показниками межі текучості, меншою схильністю до крихкого руйнування при низьких температурах та кращою стійкістю до атмосферної корозії.

Основні фізико-механічні властивості 09Г2С по ГОСТ 19281-89 [12]:

1.	Межа міцності σ_B , МПа	500
2.	Межа текучості σ_T , МПа	350
3.	Допустимі напруження зминання $[\sigma_{зм}]$, МПа	325
4.	Допустимі напруження згину $[\sigma_{зг}]$, МПа	250
5.	Допустимі напруження кутових швів на зріз $[\tau_f]$, МПа	153
6.	Межа витривалості σ_{-1P} , МПа	180
	σ_{-1} , МПа	240
	τ_{-1} , МПа	140
7.	Відносне подовження δ , %	21
8.	Ударна в'язкість a , Дж/см ²	65-35
9.	Модуль пружності E , МПа	$2,1 \cdot 10^5$
10.	Щільність ρ , т/м ³	7,85

5.2 Розрахунок навантажень

Вага металоконструкції крана, $G_{м.к.}$, (кН)	380
Вага візка, $G_{в.}$, (кН)	80
Вага крана, $G_{кр.}$, (кН)	510
Вага приводу механізму пересування крана, $G_{м.п.}$, (кН)	3,5
Вага кабіни, $G_{к.}$, (кН)	10
Вага підвіски, $G_{п.}$, (кН)	10

5.3 Розрахунок головної балки

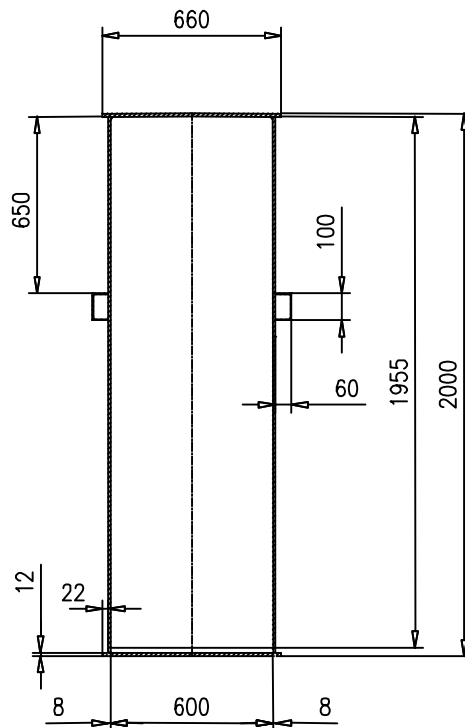


Рисунок 5.1 - Поперечний переріз головної балки

1) Площа поперечного перерізу:

$$F = B \cdot (\delta_{n1} + \delta_{n2}) + h_c \cdot (\delta_{c1} + \delta_{c2}) \text{ м}^2 \quad (5.1)$$

$$F = (1,976 \cdot 0,008) + (1,976 \cdot 0,008) + (0,66 \cdot 0,012) + (0,66 \cdot 0,012) = 0,05 \text{ м}^2$$

2) Постійне розподілене навантаження:

$$q = G/L = 510/31 = 16,5 \text{ кН/м.} \quad (5.2)$$

3) Відстань від опори до небезпечного перерізу:

$$X = \frac{L}{2} - \frac{a}{2} = \frac{31}{2} - \frac{1,7}{2} = 14,15 \text{ м} \quad (5.3)$$

Рухоме навантаження одного колеса візка на головну балку:

$$P_1 = 0,25 \cdot k_{\delta} \cdot (Q + G_B) \cdot 10^4 = 0,25 \cdot 1,2 \cdot (50 + 8) \cdot 10^4 = 174 \text{ кН} \quad (5.4)$$

$K_{\delta} = 1,2$ - коефіцієнт динамічності;

$$R \cdot a - P_2 \cdot K = 0;$$

де $K = 2,9 \text{ м}$ – база візка,

$$a = \frac{P_1 \cdot K}{R} = \frac{174000 \cdot 2,9}{298000} = 1,7 \text{ м} \quad (4.5)$$

Будуємо лінії впливу від усіх навантажень, вважаючи що:

$P_{\Pi 1} = 10500 \text{ Н}$ – вага лівого приводу крана,

$P_{\Pi 2} = 10500 \text{ Н}$ – вага правого приводу крана,

$l_1 = l_2 = 1 \text{ м}$ – відстань від опори до приводу крана,

$P_K = 10000 \text{ Н}$ – вага кабіни оператора,

$l_K = 2 \text{ м}$ – відстань від опори до кабіни оператора.

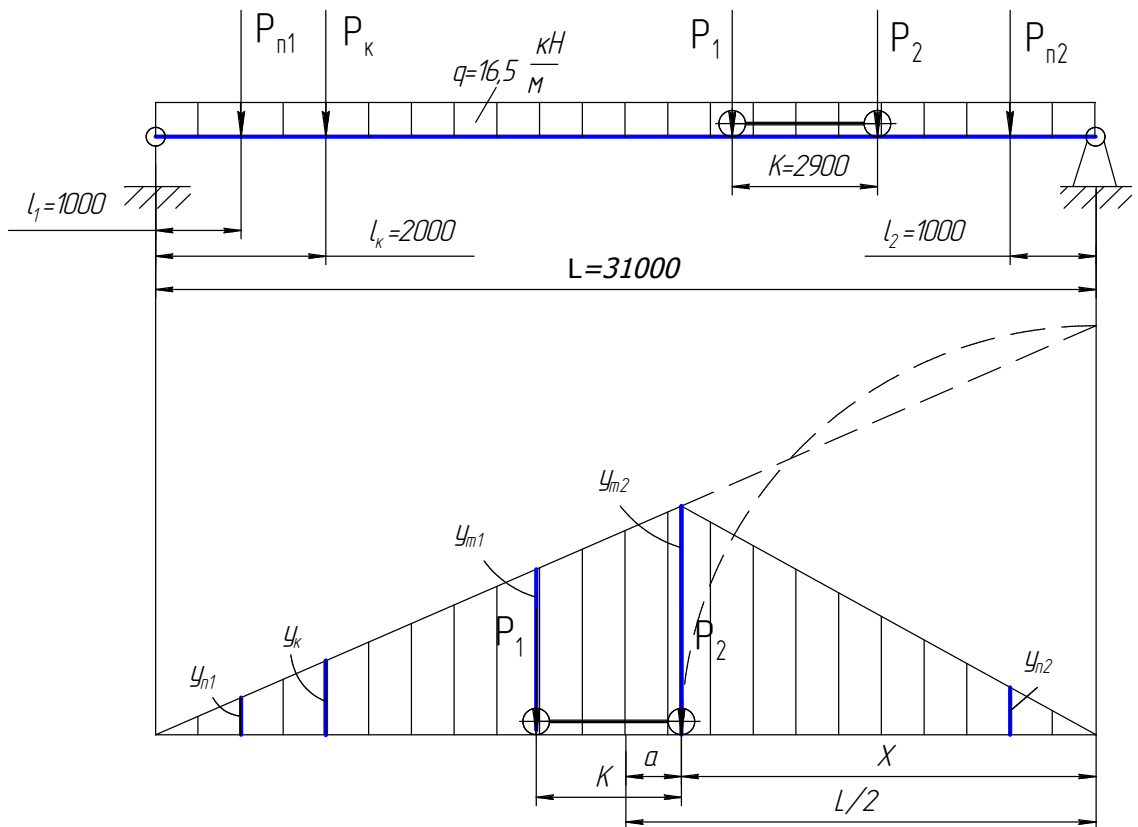


Рисунок 5.2 – Лінії впливу

Максимальний згинаючий момент:

$$M = P_{n1} \cdot y_{n1} + P_{n2} \cdot y_{n2} + P_K \cdot y_K + P_{T1} \cdot y_{T1} + P_{T2} \cdot y_{T2} + q \cdot \omega, \quad (5.6)$$

$$M = 3,5 \cdot 0,44 + 3,5 \cdot 0,563 + 10 \cdot 0,877 + 174 \cdot 1,96 + 174 \cdot 2,71 + 16,5 \cdot 29,81 = 1870,4$$

кН·м;

Момент інерції перерізу балки:

$$I_{II} = \left[\frac{B \cdot h^3}{12} + B \cdot h \cdot \left(\frac{H_C}{2} + \frac{h_{II}}{2} \right)^2 \right] \quad (5.7)$$

$$I_{n1} = I_{n2} = \left[\frac{0,6 \cdot 0,012^3}{12} + 0,6 \cdot 0,012 \cdot \left(\frac{1,976}{2} + 0,006 \right)^2 \right] = 0,71 \cdot 10^{-2} \text{ м}^4$$

$$I_C = \frac{h_{II} \cdot H_C^3}{12} \quad (5.8)$$

$$I_{c1} = I_{c2} = \frac{0,008 \cdot 1,976^3}{12} = 0,51 \cdot 10^{-2} \text{ м}^4$$

$$I_{\text{ОБЩ}} = 1,22 \cdot 10^{-2} \text{ м}^4.$$

Момент опору перерізу балки:

$$W_{c1} = W_{c2} = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{0,012 \cdot 1,976^2}{6} = 0,78 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3 \quad (5.9)$$

$$W_{п1} = W_{п2} = \frac{0,6 \cdot 0,008^2}{6} = 6,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$W_{\text{ОБЩ}} = 0,78 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3.$$

Визначаємо розрахункове напруження згину:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{\text{МАХ}}}{W} = \frac{1870 \cdot 10^3}{0,78 \cdot 10^{-2}} = 167 \text{ МПа} \quad (5.10)$$

$$[\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{350}{1,4} = 250 \text{ МПа} \quad (5.11)$$

Визначаємо прогин балки:

$$[f] = \frac{L}{700} = \frac{31}{700} = 0,044 \text{ м} \quad (5.12)$$

$$f = \frac{R \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} = \frac{298000 \cdot 31^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 0,52 \cdot 10^{-3}} = 0,017 \leq [f] \text{ м} \quad (5.13)$$

Визначаємо коливання балки:

$$[t] = 12 \div 15 \text{ с}, \quad \gamma = 0,07 \text{ при } H/L > 1/20$$

де $\tau = \frac{1}{\rho}$ - період та частота власних коливань балки,

$$\rho = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{C}{m}}, \text{Гц} \quad (5.14)$$

де $C = \frac{48EI_{xx}}{L^3}; \frac{kH}{m}$ - жорсткість балки на згин,

$\gamma=0,07$ – логарифмічний декремент коливань,

$m = 51000\text{кг}$ - приведена маса металоконструкції і вантажу,

$$C = \frac{48 \cdot 2 \cdot 10^{11} \cdot 0,0122}{31^3} = 39312 \frac{kH}{m};$$

$$\rho = \frac{1}{2 \cdot 3,14} \cdot \sqrt{\frac{39312}{51000}} = 5,4 \text{Гц};$$

$$\tau = \frac{1}{5,4} = 0,185;$$

$$t = \frac{0,185}{0,07} = 2,6 \text{с}.$$

4.4 Розрахунок кінцевої балки

1) Визначаємо момент інерції:

відносно вісі X-X

$$I_C = \frac{h_{II} \cdot H_C^3}{12} \quad (5.15)$$

$$I_{II} = \left[\frac{B \cdot h^3}{12} + B \cdot h \cdot \left(\frac{H_C}{2} + \frac{h_{II}}{2} \right)^2 \right] \quad (5.16)$$

$$I_C = 2 \cdot \frac{0,01 \cdot 0,7^3}{12} = 5,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

$$I_{II} = 2 \cdot \left[\frac{0,43 \cdot 0,012^3}{12} + 0,43 \cdot 0,012 \cdot \left(\frac{0,676}{2} + 0,006 \right)^2 \right] = 1,2 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4$$

$$I_x = 1,79 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4.$$

відносно вісі Y-Y

$$I_{II} = 2 \cdot \frac{0,012 \cdot 0,43^3}{12} = 16 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4 \quad (5.17)$$

$$I_C = 2 \cdot \left[\frac{0,676 \cdot 0,01^3}{12} + 0,676 \cdot 0,01 \cdot \left(\frac{0,43}{2} + 0,005 \right)^2 \right] = 66 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$$

(5.18)

$$I_y = 8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

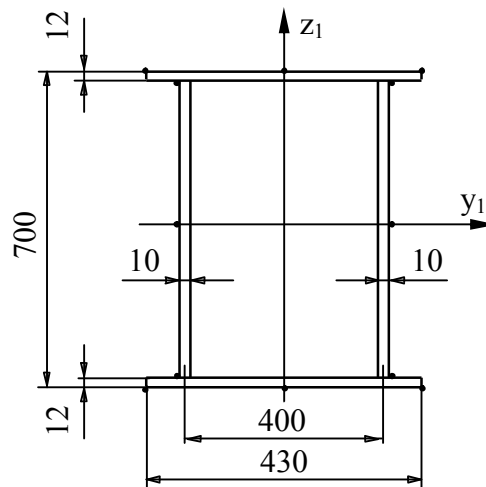


Рисунок 5.3 – Поперечний переріз кінцевої балки

2) Визначаємо момент опору перерізу кінцевої балки:

$$W_X = \frac{I_X}{Z_1} = \frac{1,79 \cdot 10^{-3}}{0,35} = 5,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (5.19)$$

$$W_Y = \frac{2 \cdot I_Y}{B} = \frac{2 \cdot 8 \cdot 10^{-4}}{0,43} = 3,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (5.20)$$

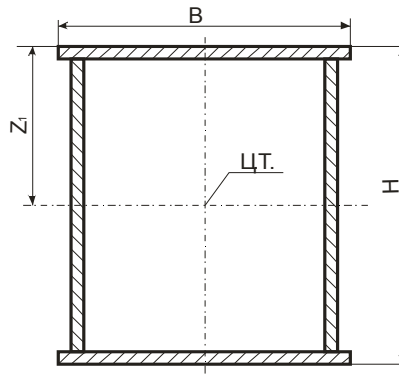


Рисунок 5.4 – Переріз кінцевої балки

3) Визначимо
 сили, що діють у вертикальній і горизонтальній площинах та реакції опор:

$$P_{1B} = \frac{2 \cdot P_1 \cdot (L - l_1) + P_2 \cdot (L - l_K) + \frac{q \cdot L^2}{2}}{L} \quad (5.21)$$

$$P_{1B} = \frac{2 \cdot 174000 \cdot (31 - 1,1) + 10000 \cdot (31 - 2) + \frac{16500 \cdot 31^2}{2}}{31} = 600756 \text{ H} \quad (5.22)$$

$$P_{2B} = \frac{2 \cdot P_1 \cdot (L - l_1) + \frac{q \cdot L^2}{2}}{L} = \frac{2 \cdot 174000 \cdot (31 - 1,1) + \frac{16500 \cdot 31^2}{2}}{31} = 365595 \text{ H} \quad (5.23)$$

$$R'_D = \frac{P_{2B} \cdot a + P_{1B} \cdot (B - a)}{B} = \frac{365595 \cdot 1,85 + 600756 \cdot (3,46 - 1,85)}{3,46} = 475020 \text{ H} \quad (5.24)$$

$$R'_C = \frac{P_{2B} \cdot (B - a) + P_{1B} \cdot a}{B} = \frac{365595 \cdot (3,46 - 1,85) + 600756 \cdot 1,85}{3,46} = 491331 \text{ H} \quad (5.25)$$

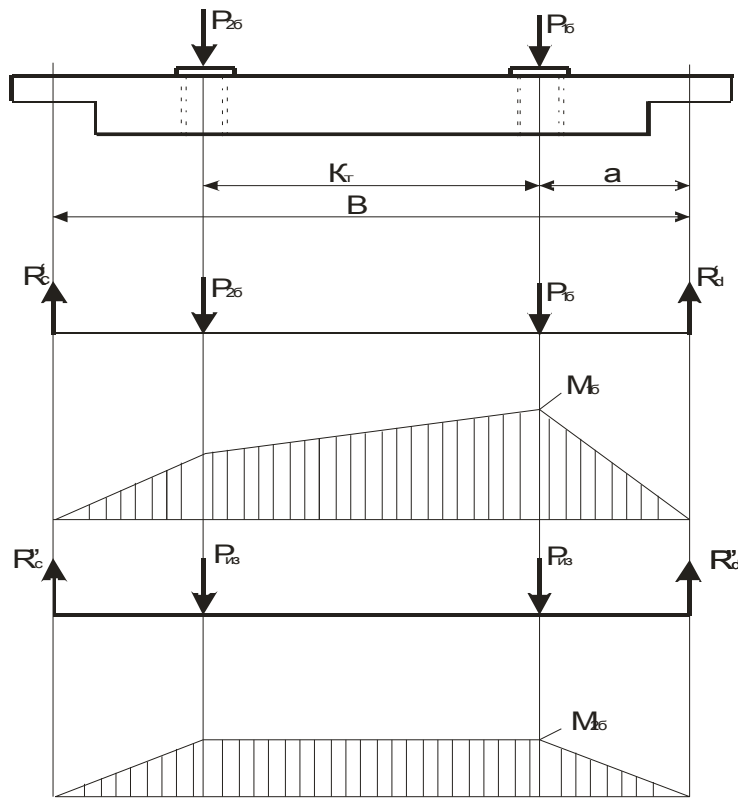


Рисунок 5.5 – Схема до розрахунку кінцевої балки

4)
моменти згину у перерізі:

Визначаємо

5)

$$M_{1B} = R'_D \cdot a = 475020 \cdot 1,85 = 878787 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.26)$$

$$M_{2B} = R''_D \cdot a = 380000 \cdot 1,85 = 703000 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (5.27)$$

6)
нормальні та сумарні напруження від моментів згину у вертикальній і горизонтальній площинах:

Визначимо

$$\sigma_1 = \frac{M_{1B}}{W_X} = \frac{878787}{5,1 \cdot 10^{-3}} = 133 \text{ МПа} \quad (5.28)$$

$$\sigma_2 = \frac{M_{2B}}{W_Y} = \frac{703000}{3,7 \cdot 10^{-3}} = 106 \text{ МПа} \quad (5.29)$$

$$\sigma_\Sigma = \sigma_1 + \sigma_2 = 133 + 106 = 238 \text{ МПа} \quad (5.30)$$

через вагу крана та візка в точці з'єднання — це значення є перерізуючою силою.

$$R = \frac{G_B \cdot (L - l_1) + G_B \cdot \frac{L}{2}}{L} = \frac{80000 \cdot (31 - 1,6) + 137000 \cdot \frac{31}{2}}{31} = 144370 \text{ Н} \quad (5.33)$$

Це значення поділимо на кількість фасонки на які розподіляється сила:

$$P = 144370 / 4 = 36092 \text{ Н} \quad (5.34)$$

Визначимо тангенційне напруження:

$$\tau = \frac{P}{\eta \cdot K \cdot l} = \frac{36032}{1 \cdot 0,008 \cdot 0,08} = 83,48 \text{ МПа} \leq [\tau_f] = 153 \text{ МПа} \quad (5.35)$$

де η — коефіцієнт, який залежить від типу зварювання ($\eta=1$ -автоматичне зварювання),

K — катет шва,

l — довжина шва.

6 ОХОРОНА ПРАЦІ

6.1 Аналіз потенційних небезпек

Основні типи небезпек, небезпечних ситуацій та випадків, що можуть виникати як під час нормальної експлуатації, так і при порушенні умов безпечної роботи вантажопідйомних кранів, машин, вантажозахоплювальних пристроїв, тари та колисок, і які становлять загрозу для обслуговуючого та ремонтного персоналу.

Механічні небезпеки, пов'язані з підйомними операціями за участю вантажопідйомних кранів, машин, вантажозахоплювальних пристроїв, тари та колисок, які можуть виникнути внаслідок:

- падіння вантажу, зіткнення або перекидання крана;
- доступу працівників до вантажозахоплювальних елементів, пристосувань, тари та колисок;
- сходження крана або машини з рейок;
- недостатньої міцності окремих елементів конструкції;
- невдалої конструкції шківів або барабанів;
- помилкового вибору канатів, ланцюгів, захоплювальних елементів, пристроїв, тари та колисок, або їх неправильної установки;
- мимовільного опускання вантажу при збої в роботі фрикційного гальма;
- невідповідних умов монтажу, демонтажу, випробувань, експлуатації, ремонту, налаштування, реконструкції чи модернізації;
- впливу вантажу на працівників (удари вантажем).

Також механічні небезпеки можуть бути пов'язані з конструктивними елементами кранів, вантажозахоплювальними пристроями, переміщуваними вантажами, масою, стійкістю, швидкістю та прискоренням, що може призводити до:

- здавлювання;

- порізів;
- намотування, втягування чи захоплення частин одягу або кінцівок;
- ударів;
- розсікання або відрізання;
- уколів чи проколювань;
- розбризування рідини під тиском;
- втрати стійкості окремих елементів;
- падіння або ковзання працівників із крана або на крані.

Електричні небезпеки, які можуть призводити до ураження струмом, опіків або травм внаслідок раптової реакції організму, зумовленої електричним ударом, виникають при:

- контакті з частинами, що зазвичай перебувають під напругою;
- контакті з частинами, які опинилися під напругою через несправність;
- надмірному наближенні до елементів з високою напругою;
- недостатній ізоляції, непридатній для умов експлуатації;
- електростатичних розрядах;
- термічному впливі, наприклад, при розбризуванні розплавлених речовин або хімічних реакціях під час короткого замикання, перевантаження;
- ураженні блискавкою.

Термічні небезпеки, що можуть спричинити опіки, обмороження та інші травми, пов'язані з:

- дотиком до поверхонь або матеріалів з надзвичайно високою або низькою температурою;
- впливом полум'я або вибуху;
- випромінюванням від джерел тепла;
- перебуванням у надмірно гарячому або холодному середовищі.

Небезпека, викликана шумом, може проявлятися у вигляді:

- погіршення слуху;

- шуму у вухах;
- втоми, стресу тощо.

Небезпека від вібрації може викликати серйозні розлади здоров'я.

Небезпека від матеріалів і речовин, що використовуються краном або транспортуються ним, виникає через:

- вдихання, заковтування чи контакт шкідливих рідин, газів, аерозолів, парів, пилу зі шкірою, очима або слизовими оболонками;
- пожежонебезпечність і вибухонебезпеку.

Небезпеки, спричинені ігноруванням ергономічних вимог при проектуванні машин:

- незручне положення тіла чи надмірне фізичне навантаження;
- відсутність або нехтування засобами індивідуального захисту;
- погане місцеве освітлення;
- ментальне перевантаження, стрес при керуванні машиною або в процесі її обслуговування;
- помилки в діях працівника;
- незручне розташування або маркування органів керування;
- незручна конструкція або розміщення приладів контролю.

Небезпека раптового запуску або перевищення швидкості, пов'язана з:

- поломкою або несправністю систем керування;
- перебоями у постачанні електроенергії та її відновленням;
- зовнішнім впливом на електрообладнання;
- іншими чинниками (наприклад, вітер, сила тяжіння);
- помилками у програмному забезпеченні;
- діями машиніста, спричиненими невідповідністю обладнання

його навичкам.

Інші потенційні загрози:

- помилки під час складання або монтажу крана;
- поломки у процесі експлуатації;
- падіння предметів;

- небезпека при пересуванні крана чи візка;
- ризики, пов'язані з робочим місцем машиніста:
 - падіння при вході або виході;
 - нестача кисню або витік газів;
 - пожежа;
 - обмежена видимість;
 - неякісне освітлення;
- небезпеки, пов'язані з джерелом і передачею енергії;
- вплив несприятливих природних умов;
- недостатньо детальні інструкції з експлуатації та охорони праці для машиніста.

6.2 Заходи по забезпеченню безпеки

Конструкція, розташування елементів і механізмів крану відповідають вимогам стандарту ГОСТ 12.2.003-74, а також "Правилам будови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів", "Правилам улаштування електроустановок", "Правилам технічної експлуатації електроустановок споживачів", "Правилам техніки безпеки під час експлуатації електроустановок споживачів" та "Санітарним нормам щодо облаштування кабін машиністів кранів".

Для забезпечення безпечного доступу до механізмів, запобіжних пристроїв та електрообладнання, що потребують регулярного технічного обслуговування, передбачено спеціальні люки, сходи, платформи та огороження відповідно до вимог ГОСТ 12.2.003-81.

Рухомі частини крана закриваються надійно закріпленими знімними огороженнями, які забезпечують зручний доступ для огляду та змащування згідно з ГОСТ 12.2.003-81. Обов'язковому огороженню підлягають:

1. зубчасті передачі;
2. зубчасті муфти;

3. вали механізмів пересування та підйому крану.

На ходові колеса кранів і візків встановлюються захисні щитки, які запобігають потраплянню сторонніх предметів у колеса. Відстань між щитком і рейкою не повинна перевищувати 10 мм.

Усі відкриті струмопровідні частини електрообладнання крану, включаючи вимикачі, контактори, панелі та опірні ящики, мають бути огорожені. Також необхідно огороджувати оголені струмопровідні елементи вимикачів, що живлять основні тролейні проводи або кабелі.

У разі пошкодження ходових коліс чи їхніх вісей кран оснащується опорними елементами, які встановлюються не далі ніж 20 мм від рейок та розраховані на максимальне можливе навантаження.

На кінцях рейкових шляхів для запобігання зісковзуванню кранів або візків встановлюються упори. Для пом'якшення можливих ударів об упори або інші крани, передбачені буферні пристрої.

Крани обладнані кінцевими вимикачами, системами автоматичного вимкнення напруги при виході на галерею, електроблокуванням дверей і люків, аварійними вимикачами, системами нульового захисту, звуковими сигналами, а також робочим і аварійним освітленням.

Електрична схема керування електродвигунами кранових механізмів виключає:

1. самовільне вмикання електродвигунів після появи напруги в мережі;
2. запуск двигунів не за встановленим алгоритмом прискорень;
3. запуск електродвигунів через контакти запобіжних пристроїв (кінцеві вимикачі, блокувальні пристрої).

Кінцеві вимикачі пристроїв безпеки працюють на розрив електричного кола.

Живлення крана здійснюється через підключений пристрій, що має як ручне, так і дистанційне керування для зняття напруги.

Усі металеві конструкції та інші металеві частини крана, які можуть опинитися під напругою у разі пошкодження ізоляції, підлягають обов'язковому заземленню.

6.3 Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

Освітлення робочих поверхонь пульта та важелів керування в кабіні має бути не менше ніж 20 лк, що забезпечується системою (плафоном) загального освітлення.

Система загального освітлення кабіни оснащена вимикачами, які дозволяють вимикати світло під час роботи крана.

У наріжній установці як джерела світла застосовують лампи типу ДРЛ з пристроєм, що запобігає їх самовідгвинчуванню, або лампи розжарювання, обладнані амортизаційними пристроями для поглинання вібрацій.

Під час експлуатації крана має бути забезпечена освітленість не нижче 10 лк на майданчиках для приймання і подачі вантажу в межах зони дії крана, а також на вантажозахоплювальному пристрої на будь-якій висоті його підйому та при переміщенні по горизонталі.

Денне освітлення організовується з урахуванням освітлення приміщення.

Концентрація шкідливих речовин у повітрі закритої кабіни не повинна перевищувати гранично допустимі значення, встановлені згідно з ГОСТ 12.1.005–76.

Крани з кабінным керуванням обладнуються звуковими сигналами, які мають бути чітко чутними у місцях підйому та опускання вантажу.

Ергономічні характеристики кранів, такі як зручність керування, комфортне розміщення оператора, гігієнічні умови в кабіні, оглядовість та безпечність роботи, забезпечуються відповідними конструктивними рішеннями кабіни управління та розташуванням у ній механізмів і приладів згідно з ГОСТ 12.2.032–78.

Важелі керування в кабіні повинні розташовуватись на висоті 200–300 мм від поверхні сидіння, а рукоятки мають бути виготовлені з матеріалів із низькою теплопровідністю.

Загальні вимоги безпеки щодо шуму і допустимих рівнів на робочому місці оператора крана відповідають ГОСТ 12.1.003–83.

Допускні рівні звукового тиску в октавних смугах частот та рівні звуку в зачиненої кабіні не перевищують значень, наведених в табл. 7.1.

Таблиця 7.1 – Допускні рівні звукового тиску

Середньгеометричні частоти октавних смуг, Гц	3	25	50	00	000	000	000	000
Рівні звукового тиску, дБ	4	7	2	8	5	3	1	0
Рівні звуку, дБ	80							

Вібраційні характеристики на робочому місці кранівника відповідають вимогам ГОСТ 12.1.012-78 в місті вимог, які відносяться до транспортно-технологічних машин.

Середнє квадратичне значення віброшвидкості і їх рівні в октавних смугах частот на робочому місці не перевищують значень, які наведені в табл.7.2.

Таблиця 7.2 – Середнє квадратичне значення віброшвидкості

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

Рівні віброшвидкості, які передаються на руки кранівника від важелів керування (локальні або місцеві вібрації) не перевищують значень, наведених в табл.7.3.

Таблиця 7.3 – Рівні віброшвидкості

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

Розташування кабіни повинно забезпечувати кранівнику вільний огляд вантажозахватного пристрою та вантажу під час роботи крана, що гарантує безпеку людей у робочій зоні, а також збереження будівель і обладнання.

Кут огляду має становити від 30° до 45°.

Загальне освітлення всередині кабіни повинно бути не менше 50 люксів на висоті 1200 мм від підлоги.

Наявність аптечки в кабіні є обов'язковою.

Проникнення теплового випромінювання через скло не повинно перевищувати 350 Вт/(м²·К).

Висота педалей над рівнем підлоги не повинна перевищувати 80 мм.

У кабіні повинно бути встановлено крісло з м'яким сидінням і спинкою, яке регулюється по вертикалі та горизонталі в межах ±50 мм.

Оббивка сидіння виконується з м'якого, герметичного та нетоксичного матеріалу.

Скління кабіни виконується високоміцним безосколковим склом. Для вентиляції передбачені відкриті вікна або форточки. Скло має очищуватися як зсередини, так і ззовні.

Скляні елементи підлоги, на які може ступати кранівник, закриваються металевими ґратами.

Вхідні двері в кабінку можуть бути орними або зсувними, повинні мати зовнішній замок. Орні двері відкриваються всередину, але за наявності зовнішнього майданчика з огорожею – можуть відкриватися назовні.

Усередині кабіни мають бути вогнегасник, вішалка для одягу, місце для крісла стажера, а також місце для зберігання документів, інструментів та аптечки.

Розміщення пускових елементів керування та іншого електрообладнання, яке виділяє тепло чи створює шум при роботі, у кабіні не допускається.

Підлога кабіни покривається матеріалом, що не проводить тепло та не є слизьким. У місцях обслуговування електрообладнання кладуть діелектричний килим. Температура поверхонь, які можуть торкатися кранівника, не повинна перевищувати 35 °С.

Усі кабіни повинні бути обладнані електронагрівальними приладами. Система опалення герметичної кабіни повинна забезпечувати температуру повітря згідно з ГОСТ 12.1.005-76.

Для тепло- і звукоізоляції кабіни застосовуються оздоблювальні матеріали (пінопласт, фанера, лінолеум тощо), які мають теплоізоляційні та звукопоглинальні властивості.

Безпека кабіни має відповідати вимогам ГОСТ 12.2.066-81.

Кабіни, гакові підвіски, інші вантажозахоплювальні пристрої, а також зовнішні частини ходових механізмів повинні мати сигнальне фарбування відповідно до ГОСТ 12.4.026-76 та ГОСТ 12.2.058-81 – чергування жовтих і чорних смуг під кутом 45°, фарба наноситься споживачем. Аварійний вимикач забарвлюється в червоний колір.

Органи керування краном мають відповідати ГОСТ 12.2.064-81 і містити позначення або символи згідно з ГОСТ 12.4.040-78.

Сталеві конструкції кранів, виготовлені зі зварюванням, повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.2.070-81.

Загальні вимоги до конструкцій кранів, матеріалів і маркування визначаються стандартом ГОСТ 12.2.065-81.

6.4 Заходи пожежної безпеки

Основні положення щодо пожежного захисту підприємств встановлюються стандартом ГОСТ 12.1.004-91 «Пожежна безпека. Загальні вимоги».

Механічний цех належить до категорії Д згідно з вимогами СНіП 2.09.02-85 «Норми проектування. Виробничі будівлі промислових підприємств» і розташовується у будівлі, яка є незаймистою та має другу ступінь вогнестійкості. У разі виникнення пожежі, відповідно до СНіП 2.01.02-85 «Противопожежні норми проектування будівель і споруд», у цеху передбачена безпечна евакуація персоналу через спеціально обладнані евакуаційні виходи. Максимальна відстань від найвіддаленішого робочого місця до виходу не перевищує 75 метрів.

Сходові клітки обладнані негорючими елементами з межею вогнестійкості щонайменше 1,5 години. Ширина маршів сходів становить 2,2 м, коридори — менше 2 м, двері — 1 м у ширину та 2 м у висоту. Евакуаційні двері відкриваються у напрямку виходу з будівлі.

На ділянці передбачено такі засоби пожежогасіння:

а) Пожежне водопостачання: передбачено в проєкті як частина системи, що об'єднується з господарсько-питним або виробничим водопроводом. У мережі протипожежного водопроводу низького тиску при гасінні пожежі забезпечується вільний напір не менше 10 м. Норма витрати води на внутрішнє гасіння — два струмені, кожен продуктивністю не менше 2,5 л/с. У цеху розміщено 5 пожежних кранів, обладнаних рукавами і стволами.

б) На кожні 600 м² площі механічного цеху встановлюється:

- один вогнегасник типу ОУ-5,
- один ящик з піском об'ємом 0,5 м³,
- дві сталеві лопати.

Вуглекислотні вогнегасники призначені для гасіння електрообладнання. У електроустановках реалізовано такі заходи пожежної безпеки:

- іскроутворюючі частини закриті пилозахисними кожухами;
- силові мережі прокладені в трубах;
- апаратура захищена від короткого замикання.

У проєкті передбачено встановлення пожежної сигналізації в цеху та допоміжних приміщеннях. Системи оповіщення розташовуються з розрахунку одна на кожні 65 м² площі та підключаються до приймального пристрою типу «Гамма 108».

Для захисту від блискавки передбачено блискавковідводи. Також передбачено заземлення струмопровідних частин обладнання для запобігання впливу статичної електрики.

Всі технологічні процеси виконуються згідно з регламентами, правилами технічної експлуатації та затвердженою нормативно-технічною документацією. Устаткування, яке використовується для роботи з пожежонебезпечними та вибухопожежонебезпечними речовинами, відповідає затвердженим конструкторським рішенням.

Планово-попереджувальний ремонт і технічне обслуговування обладнання проводяться у визначені строки з дотриманням вимог пожежної безпеки, передбачених проєктом та регламентами.

Конструкція витяжних установок (шафи, сушильні камери, фарбувальні кабінки тощо), а також апаратів і трубопроводів не допускає накопичення горючих відкладень і дозволяє їх очищення безпечними способами. Очищення повинно здійснюватися згідно з технологічними регламентами з обов'язковим занесенням записів у спеціальний журнал.

На технологічному обладнанні, трубопроводах та інших ділянках встановлено і підтримуються в робочому стані іскрогасники, іскровловлювачі, вогнеперешкоджуючі й вибухозахисні пристрої, а також системи протистатичного захисту.

Проживання в виробничих приміщеннях, на складах і територіях підприємства, а також розміщення житла в межах майстерень — заборонено.

Через склади та виробничі приміщення не прокладаються транзитні електромережі та трубопроводи для транспортування легкозаймистих або горючих рідин.

Поверхні приміщень, у тому числі стіни, стелі, підлоги, а також конструкції та обладнання підлягають регулярному очищенню. Частота прибирання визначається наказом по підприємству.

6.5 Заходи цивільної оборони

«Оцінка впливу сильнодіючих отруйних речовин на персонал виробництва та заходи по його захисту»

Проблема промислової безпеки значно загострилася з розвитком масштабних хімічних виробництв у першій половині ХХ століття. Основу галузі почали становити підприємства безперервного типу, продуктивність яких практично не має природних меж. Такий постійний приріст продуктивності пояснюється економічною доцільністю використання потужних установок. Проте це призводить до збільшення кількості небезпечних речовин у технологічному обладнанні, що підвищує ризики великих пожеж, вибухів, токсичних викидів та інших надзвичайних ситуацій.

Безпечна експлуатація хімічно небезпечних об'єктів (ХНО) залежить від багатьох чинників: властивостей сировини, напівпродуктів та готової продукції, типу технологічного процесу, конструктивних особливостей і надійності обладнання, умов зберігання та транспортування хімічних речовин, стану приладів контролю і автоматизації, ефективності систем аварійного захисту тощо. Окрім технічних аспектів, важливу роль відіграє якість організації профілактичної діяльності, вчасність і якість планово-попереджувального обслуговування, рівень підготовки персоналу та система технічного контролю.

Різноманітність чинників, які впливають на безпеку ХНО, робить цю проблему надзвичайно складною. Аналіз масштабних аварій із викидом (витоком) СДЯВ свідчить, що загроза виникнення таких подій, які можуть спричинити ураження працівників, досі існує.

Структура підприємств, що виготовляють або використовують СДЯВ, показує, що у виробничих процесах циркулює відносно мала кількість небезпечних речовин. Натомість значні обсяги СДЯВ зосереджені на складах. Внаслідок цього у разі аварій, як правило, відбувається локальне зараження повітря, обладнання та території підприємства, що в основному загрожує працівникам виробництва.

Також важливо зазначити, що на промислових об'єктах часто накопичуються значні об'єми легкозаймистих речовин, у тому числі СДЯВ. Багато з них є вибухонебезпечними, а деякі хоча й не горючі, можуть становити серйозну пожежну небезпеку. Це потрібно враховувати під час пожеж, оскільки вони можуть спричинити вивільнення отруйних речовин.

Під час ліквідації аварій на хімічних підприємствах важливо враховувати не лише фізико-хімічні та токсичні характеристики СДЯВ, а й їх вибухо- та пожежонебезпечність, а також можливість утворення нових небезпечних речовин у процесі горіння. На основі цього мають визначатися заходи щодо захисту персоналу, який бере участь у ліквідації наслідків.

Аварійні ситуації на ХНО зазвичай мають фази зародження, розвитку та зменшення небезпеки. Під час аварії одночасно можуть діяти декілька уражаючих факторів — пожежа, вибухи, хімічне зараження повітря та місцевості. Найбільшу небезпеку для людей становить вдихання СДЯВ.

Через це під час аварій на ХНО захисні заходи — прогнозування, виявлення, постійний моніторинг хімічної обстановки, своєчасне оповіщення — повинні проводитися максимально оперативно. Локалізація джерела викиду СДЯВ є ключовим етапом у запобіганні масовим ураженням. Швидке виконання цих дій дозволяє контролювати ситуацію, зменшити масштаб викиду і знизити шкоду.

Хімічні аварії характеризуються швидким розвитком і негайною дією небезпечних факторів, що вимагає оперативних заходів захисту. Тому системи захисту від СДЯВ повинні бути завчасно організовані, а у разі аварії — застосовані якомога швидше.

Захист від СДЯВ — це комплекс дій, спрямованих на запобігання або зниження рівня ураження персоналу та збереження його працездатності. До таких заходів належать:

- інженерно-технічні рішення для зберігання та використання СДЯВ;
- підготовка сил і засобів для ліквідації аварій;
- навчання правилам поведінки в умовах аварій;
- забезпечення засобами індивідуального та колективного захисту;
- щоденний хімічний контроль;
- прогнозування зон можливого зараження;
- своєчасне попередження про загрозу;
- тимчасова евакуація;
- проведення хімічної розвідки;
- надання медичної допомоги;
- локалізація та усунення наслідків аварії.

Обсяг і порядок реалізації заходів залежать від конкретної ситуації, що може скластися під час хімічної аварії, а також наявності часу, ресурсів та інших чинників.

Насамперед захисні заходи мають реалізовуватись безпосередньо на ХНО, з акцентом на попередження можливих аварій. Вони охоплюють як організаційні, так і інженерні аспекти, спрямовані на виявлення причин можливих аварій, мінімізацію пошкоджень і втрат, а також створення умов для ефективної ліквідації наслідків.

Ці заходи фіксуються у плані захисту об'єкта від СДЯВ, який розробляється заздалегідь з участю провідних спеціалістів. План зазвичай містить текстову частину та схеми, що відображають розташування об'єкта, ресурси для ліквідації наслідків аварій, їхню організацію тощо. Він складається з розділів, що визначають підготовку до захисту і порядок ліквідації наслідків.

У розділі організаційних заходів плану вказуються:

- характеристика об'єкта, його структурних підрозділів і наявних СДЯВ;
- оцінка можливої аварійної ситуації;
- порядок хімічного контролю у звичайних і аварійних умовах;
- система оповіщення персоналу;
- організація укриття працівників у захисних спорудах;
- умови евакуації;
- порядок використання невоєнізованих формувань ЦО;
- заходи з надання медичної допомоги;
- організація управління силами і засобами під час ліквідації аварії;
- процедура інформування про аварію;
- забезпечення засобами індивідуального захисту;
- транспортне, енергетичне й матеріально-технічне забезпечення.

У розділі інженерно-технічних заходів зазначаються:

- установка пристроїв, що запобігають витoku СДЯВ (наприклад, запірні клапани, регулятори тиску);
- посилення конструкцій ємностей і трубопроводів;
- створення аварійних резервуарів, лотків, пасток для затримки СДЯВ;
- розосередження запасів СДЯВ та розміщення їх у заглиблених сховищах.

7 РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОГО ЕФЕКТУ ВІД МОДЕРНІЗАЦІЇ КРАНУ

Розрахунок річного економічного ефекту від використання нових засобів праці довгочасового використання з покращеними якісними характеристиками:

$$E = \left[\frac{C_1 \cdot B_2}{B_1} \cdot \frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} + \frac{(I'_1 - I'_2) - E_n \cdot (K_2 - K_1)}{P_2 + E_n} - C_2 \right] \cdot A_2 \quad (7.1)$$

де $A_2 = 1$ – річний об'єм введення нових машин, один.

$C_1 = 720000$ грн. – вартість одиниці базового крану,

$C_2 = 650000$ грн. – вартість одиниці нового крану,

$$\frac{B_2}{B_1} = \frac{2575360}{2575360} = 1 \quad - \quad \text{коефіцієнт врахування збільшення}$$

продуктивності одиниці нового крану по відношенню до базового,

$$B_i = Q \cdot K_r \cdot K_b \cdot \frac{\Phi}{T_{\text{ц}}} \quad (7.2)$$

де B_i – теоретична продуктивність крану відповідно базової моделі (1) та нової (2),

$Q = 50 \text{ т}$ – вантажопідіймальність машини,

$K_r = 0,8$ – коефіцієнт використання машини за часом при роботі з гаком,

$K_b = 0,8$ – коефіцієнт використання машини за вантажопідйомністю при роботі з гаком,

$\Phi = 2012 \text{ год.}$ – річний фонд робочого часу,

$T_{\text{ц}} = 1,5 \text{ хв.} = 0,025 \text{ год.}$ – час одного циклу роботи крану з гаком,

$$B_1 = 50 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot \frac{2012}{0,025} = 2575360 \frac{\text{т}}{\text{рік}}$$

$$B_2 = 50 \cdot 0,8 \cdot 0,8 \cdot \frac{2012}{0,025} = 2575360 \frac{\text{т}}{\text{рік}}$$

$$\frac{P_1 + E_n}{P_2 + E_n} = \frac{0,05 + 0,15}{0,04 + 0,15} = 1,05 \quad - \quad \text{коефіцієнт врахування зміни терміну}$$

використання нової машини порівняно із базовою,

де P_1, P_2 – частки відрахувань від балансової вартості на повне відновлення базової та нової машини відповідно,

$$P_1 = 1/T_1 = 1/20 = 0,05 \quad (7.3)$$

$$P_2 = 1/T_2 = 1/25 = 0,04$$

де $T_1 = 20 \text{ років}$ – термін експлуатації відповідно базової нової машини,

$T_2 = 25$ років - термін експлуатації нової машини,

$E_n = 0,15$ – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень [14],

$$\frac{(I_1' - I_2') - E_n \cdot (K_2 - K_1)}{P_2 + E_n} - \text{економія споживача на поточних}$$

витратах експлуатації та відрахуваннях капітальних вкладень за весь термін експлуатації нової машини порівняно із базовою,

де I_1' , I_2' - річні експлуатаційні витрати споживача при використанні відповідно базової та нової машини в розрахунку на об'єм продукції (роботи), що виконується за допомогою нової машини, грн.

$$I_1' = Z_{ЗП} + Z_A + Z_E + Z_P, \quad (7.4)$$

де $Z_{ЗП}$ – річні витрати на заробітну платню,

$$Z_{ЗП} = \kappa \cdot n \cdot \Phi \cdot C_q \cdot K_n, \quad (7.5)$$

де $n = 3$ – кількість робочих в одній зміні,

$\kappa = 2$ – кількість змін,

$\Phi = 2012$ год. – річний фонд робочого часу,

$C_q = 6,4$ грн. – часова тарифна ставка,

$K_n = 1,5$ – коефіцієнт нарахувань на зарплатню із врахуванням відрахувань на соціальне страхування [14],

$$Z_{ЗП} = 3 \cdot 2 \cdot 2012 \cdot 6,4 \cdot 1,5 = 115891,2 \text{ грн.}$$

Z_A – сума амортизаційних відрахувань,

$$Z_A = a_\kappa \cdot Ц \quad (7.6)$$

де $a_k = 4\%$ – норма на капітальний ремонт [14],
 C – вартість базової машини,

$$Z_A = 0,04 \cdot 720000 = 28800 \text{ грн.}$$

Z_E - річні витрати на електроенергію,

$$Z_E = C \cdot \Phi \cdot K_g \cdot K_M \cdot 0,01 \cdot ПВ \cdot P_M, \quad (7.7)$$

де $C = 0,24 \text{ грн.}$ – вартість 1 кВт/год. електроенергії,
 $K_g = 0,4$ – коефіцієнт використання календарного фонду часу машини [14],

$K_M = 0,5$ – коефіцієнт використання потужності,

$ПВ = 15\%$ - тривалість включення для важкого режиму,

$P_M = 110 \text{ кВт}$ – потужність всіх електродвигунів,

$$Z_E = 0,24 \cdot 2012 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 0,01 \cdot 15 \cdot 110 = 1593,5 \text{ грн.}$$

Z_P – витрати на ремонт та технічне обслуговування крану,

$$Z_P = Z_{mo} + Z_M, \quad (7.8)$$

де Z_{mo} – витрати на ремонт та технічне обслуговування,

$$Z_{mo} = C_p \cdot Ч_{cp} \cdot K_n \cdot t_p, \quad (7.9)$$

де $C_p = 1,2$ – середня годинна ставка ремонтного робочого,

$Ч_{cp} = 4,1$ – середній тарифний розряд ремонтних робіт,

$K_n = 1,5$ – коефіцієнт нарахувань на зарплатню із врахуванням відрахувань на соціальне страхування [14],

$t_p = 1230$ год. – річна трудомісткість ТО і Р для мостового крану [17],

$$Z_{mo} = 1,2 \cdot 4,1 \cdot 1,5 \cdot 1230 = 9077 \text{ грн.}$$

Z_m – витрати на матеріали,

$$Z_m = Z_{mo} K_m \quad (7.10)$$

де $K_m = 0,3$ – коефіцієнт витрат на ремонтні матеріали [14],

$$Z_m = 9077 \cdot 0,3 = 2723 \text{ грн.}$$

Отже, експлуатаційні витрати:

$$I_1' = 115891,2 + 28800 + 1593,5 + 11800 = 158085 \text{ грн.}$$

Для нової машини:

$$Z_{зп} = 3 \cdot 2 \cdot 2012 \cdot 6,4 \cdot 1,5 = 115891,2 \text{ грн}$$

$$Z_a = 0,04 \cdot 650000 = 26000 \text{ грн.}$$

$$Z_e = 0,24 \cdot 2012 \cdot 0,4 \cdot 0,5 \cdot 0,01 \cdot 15 \cdot 92 = 1323 \text{ грн.}$$

$$Z_p = 11800 \text{ грн.}$$

Отже, експлуатаційні витрати:

$$I_2' = 115891,2 + 26000 + 1323 + 11800 = 155014 \text{ грн.}$$

K_1, K_2 - питомі капітальні вкладення,

$$K = \frac{Ц}{\Phi_o} \quad (7.11)$$

де $\Phi_o = 0,85$ – фондвіддача для кранобудування для чистої продукції,

$$K_1 = \frac{720000}{0,85} = 847059 \text{ грн.}$$

$$K_2 = \frac{650000}{0,85} = 764706 \text{ грн.}$$

$$E = \left[720000 \cdot 1 \cdot 1,05 + \frac{(158085 - 155014) - 0,15 \cdot (764706 - 849059)}{0,04 + 0,15} - 650000 \right] \cdot 1 = 188758 \frac{\text{грн.}}{\text{рік}}$$

Висновок: перевірка економічної доцільності модернізації ґрунтується на порівнянні ефективності використання базової машини із новою. Порівнюється прибуток від зменшення маси крану. Економічний ефект складає 188758 грн.

8 КЕРІВНИЦТВО З ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Чинне керівництво з експлуатації (КЕ) складене відповідно до вимог ГОСТ 2.601-95 і включає: загальні положення щодо експлуатації, інформацію про конструкцію, опис принципу роботи конструкції та її складових елементів, опис процедур технічного обслуговування, схеми змащення, перелік можливих несправностей та способів їх усунення, а також вказівки з техніки безпеки.

8.1 Технічний опис

Мостовий кран вантажопідйомністю 50/12,5 т призначений для експлуатації на Ноябрьській парогазовій електростанції. Він змонтований у машинному залі станції та виконує такі функції:

- монтаж, ремонт і технічне обслуговування обладнання, розташованого в машинному залі;

- спільно з іншим мостовим краном вантажопідйомністю 50 т — монтаж важкого обладнання із застосуванням спеціальних пристроїв.

Основні компоненти крана: металева конструкція, візок із механізмами, механізм пересування, закрита кабіна оператора та електрообладнання.

Металеву конструкцію крана виготовлено зі сталевого листа — це зварна коробчаста конструкція, що складається з двох головних і двох кінцевих балок. Кабіна управління закритого типу підвішена до платформи, яка з'єднує головну й кінцеву балки. Для обслуговування тролейних ліній та струмознімачів передбачено спеціальний майданчик. Візкові рейки типу Р38 (відповідно до ГОСТ 3542-47), по яких рухається візок, закріплені на головній балці за допомогою прижимних планок. Уздовж головної балки облаштована платформа, яка забезпечує доступ до візка в будь-якому його положенні. На цій платформі також розміщено шафи з електрообладнанням. Механізм пересування крана встановлений на кінцевих балках.

Механізм пересування крана

Цей механізм оснащений електродвигуном типу В21F160M6LENTWSKVHW з вбудованим гальмом ВFK458-18, яке забезпечує плавне гальмування. Привод механізму роздільний. Кран опирається на чотири колеса діаметром 560 мм, з яких два — приводні.

Крутний момент від електродвигуна передається на приводні колеса через редуктори типу 5ЦЗвк(ф)-200-25-1732 та 5ЦЗвк(ф)-200-25-2732.

Кінцеві положення візка і крана обмежуються вимикачами ПП-741 У1. Живлення крана здійснюється через тролейну систему.

Кабіна оператора

Кабіна встановлена стаціонарно під головною балкою мосту. Вона має закриту конструкцію з кондиціонером і суцільним огородженням по периметру. Оскління забезпечує хороший огляд під великим кутом, вікна виготовлені з небиткого скла товщиною 6 мм, ущільнені гумовими прокладками.

Кабіна оснащена: кріслом оператора, шафою з електроапаратурою, приладами контролю й вимірювання.

Для блокування люка, що веде на містову платформу, встановлено блокувальний вимикач типу ВП16ПЕ23Б 231-55В2.3. Управління механізмами крана здійснюється з пульта в кабіні або дистанційно — з радіопульта. Передбачено три режими радіоуправління: керування першим краном, другим краном або обома кранами одночасно з однаковими командами.

Порядок спільної роботи двох кранів включає:

- підведення кранів один до одного на задану відстань;
- зняття важеля із запобіжника;
- зачеплення важеля за вісь вушка зчеплення на іншому крані;
- фіксацію з'єднання віссю для запобігання випадковому роз'єднанню.

Під час експлуатації необхідно уникати перекосів крана в горизонтальній площині, які можуть виникати через забігання одного з коліс під час руху. Такі перекоси зазвичай є наслідком порушень правил експлуатації, зокрема: незадовільного стану кранових шляхів, неправильного регулювання гальмівного обладнання або недостатнього електрозахисту механізму пересування.

Перекоси створюють додаткові напруги у вузлах конструкції. У разі раптової зупинки або помітного забігання одного з коліс, оператор повинен негайно зупинити кран і з'ясувати причину несправності.

8.2 Технічне обслуговування крана

Для керування вантажопідіймальним краном і його технічного обслуговування керівництво підприємства призначає кранового машиніста (за потреби — і його помічника) та електромонтажника.

Закріплення вантажу на гак крана виконує стропальник або зацеплювач. Якщо з кабіни крану погано видно зону його обслуговування і немає радіо- чи телефонного зв'язку між стропальником (зацеплювачем) і машиністом, для передачі сигналів призначають сигнальника.

Керівник організації, яка експлуатує кран, зобов'язаний забезпечити його справний стан і безпечні умови експлуатації шляхом організації своєчасних оглядів, ремонтів, технічного нагляду та обслуговування. На крані мають бути чітко позначені: реєстраційний номер, вантажопідіймальність, дата наступного випробування, а також попереджувальні написи щодо правил безпеки. Заборонено використовувати кран у режимі, що перевищує параметри, зазначені в паспорті. Під час роботи дозволяється одночасно виконувати не більше двох операцій. Регламентований технічний огляд повинен проводитися відповідно до вимог «Правил улаштування і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів». Крани не дозволяється використовувати для транспортування людей. Заборонено перехрещення або контакт тросів з електрокабелями чи проводами.

Кран має бути обладнаний ремонтним освітленням низької напруги (не більше 42 В). Це освітлення повинне залишатися увімкненим навіть після відключення електроустаткування крана. Усі налагоджувальні роботи та випробування слід виконувати тільки при закритих електрошкафах і встановлених кришках клемних коробок.

До подачі живлення на головну лінію живлення потрібно переконатися, що на крановому шляху немає людей і сторонніх предметів. Особи, відповідальні за технічний стан крана, повинні слідкувати за дотриманням інструкцій з його обслуговування крановим персоналом.

Під час руху крану необхідно постійно контролювати вантаж.

У разі виявлення несправностей, що можуть вплинути на безпеку роботи, крановик не повинен розпочинати роботу — він повинен зробити

запис у журналі прийому-передачі зміни та повідомити відповідальну особу або керівника.

Після завершення ремонту машиніст може знову працювати на крані лише за наявності дозволу від відповідального за технічний стан особи, що має бути зафіксовано в журналі зміни.

У випадку виникнення пожежі на крані машиніст зобов'язаний негайно відключити рубильник у кабіні, викликати пожежну службу та почати гасіння вогню наявними вогнегасниками. Мастильні та обтиральні матеріали допускається зберігати в металевій ємності, розміщеній у зручному місці, при цьому обсяг не повинен перевищувати добову норму.

Під час огляду всіх вузлів особливу увагу слід приділяти надійності їхнього кріплення, коректній роботі механізмів та справності системи змащення. Особливо важливо перевіряти елементи, як-от рами, букси, осі, гаки.

Канати повинні бути надійно закріплені на барабанах і затискачах; необхідно перевіряти рівень зношення та наявність обривів дротів. У разі перевищення допустимої кількості обривів канат підлягає заміні відповідно до вимог «Правил улаштування і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів». При роботі підйомного механізму не допускається послаблення каната, оскільки це може порушити його правильне укладання на барабан.

Під час огляду редукторів необхідно перевірити кріплення підшипникових валів, самого редуктора, зубчасті зазори та стан зубів.

При перевірці підшипників кочення слід оцінити їхній стан, надійність кріплення в корпусі, щільність закривання кришок, справність ущільнень і наявність достатнього змащення.

Надмірне нагрівання підшипника може бути спричинене забрудненням, недостатнім змащенням, некоректним монтажем або пошкодженням складових елементів.

Також під час огляду необхідно переконатися у відсутності механічних пошкоджень, тріщин у металоконструкціях та зварних швах, ослаблення болтів, зношування отворів та осей.

Особливу увагу слід приділяти:

- стану зварних швів мосту;
- болтовим з'єднанням мосту крана.

Необхідно перевіряти наявність змащення в підшипниках, кріплення коліс на осях і надійність букс. Колеса з тріщинами слід обов'язково замінити.

Для безперебійної та безпечної експлуатації кран повинен регулярно проходити огляд і ремонт. Ці заходи включають щозмінне обслуговування, планові технічні огляди та капітальний ремонт.

Щозмінне обслуговування — основна форма догляду, яку виконує крановик під час прийому зміни. Перед початком роботи машиніст повинен ознайомитися із записами в журналі прийому-здачі зміни, провести огляд крана. У разі виявлення дефектів він робить відповідний запис у журналі. Якщо дефекти усунути самостійно неможливо, про них повідомляють керівництву. Огляд проводять тільки після знеструмлення обладнання. Якщо при огляді виявлено тріщину в металоконструкції, потрібно одразу повідомити про це адміністрацію і не розпочинати роботу до отримання дозволу.

Також необхідно візуально перевіряти електроапаратуру, проводку, гальмівні елементи, гідроштовхачі, кінцеві вимикачі, цілісність гумових засобів захисту. Під час пробного ввімкнення перевіряють кінцеві вимикачі, гальма, електроапаратуру та механізми.

Періодичні планові огляди проводять механік, крановик та електрик (за потреби — слюсар-ремонтник). Під час них перевіряється робота механізмів і електрообладнання, підтягування з'єднань, очищення контактів, додавання змащення, усунення дефектів.

Забороняється експлуатація крана у разі виявлення таких несправностей:

- зношені канати, які потребують заміни за нормами;
- деформації несучих елементів;
- тріщини в конструкціях або швах;
- несправність гальм, які не утримують навантаження;
- несправність обмежувачів руху;
- дефекти канатних блоків або барабанів;
- порушення в роботі механізмів, що загрожують їх поломкою;
- перегрів електродвигунів;
- оголення електропроводки;
- несправність звукової сигналізації;
- недостатнє освітлення в темний час доби.

Змащення істотно впливає на надійну й довговічну роботу кранових деталей: зменшує тертя, захищає від корозії, запобігає потраплянню абразивного пилю, ущільнює зазори, відводить тепло від тертьових поверхонь тощо.

Мастильні матеріали, що рекомендують для змащення крана в температурному діапазоні від мінус 20 до плюс 40 (З, наведені в таблиці 2.

Таблиця 1 - Марки змащень, що рекомендують до застосування на крані

Найменування змащення	Застосування
Циатим - 201 ГОСТ 6267-74 Литол - 24 ГОСТ 21150-87	Підшипники ходових коліс механізмів пересування, підшипники електродвигунів
Тап - 15У ГОСТ 23652-79 Тсп-10 ГОСТ 23652-79	Редуктори й підшипники тихохідних валів

	Підшипники швидкохідного вала редукторів
--	---

Змащення механізмів крана виробляється під час прийому-здачі зміни або під час внутрішніх перерв у роботі.

Таблиця 2 - Перелік мастильних матеріалів

Найменування місць, що змазують	Найменування мастильних матеріалів	№ крапки на карті-змащенні	Спосіб нанесення	Періодичність змащення
Редуктори	Тап-15У ГОСТ 23652-79	1	Заливається через вирву	Щоденний контроль, додавати у міру убули Зміна масла 1 раз в 6 місяців
Підшипники кочення коліс	Ціатим - 201 ГОСТ 6267-74	2	Накачується шприцом	1 раз в 2 місяці Промивати 1 раз в 6 місяців
Підшипники кочення електродвигуна		3		Див. експлуатаційні документи електродвигателя

При експлуатації крана варто строго дотримуватися вказівок, що втримуються в дійсному посібнику з експлуатації. Несвоєчасне змащення

приводить до швидкого зношування крана й підвищеній витраті електроенергії. Рясне змащення також шкідливе, як і недостатня.

При змащенні необхідно виконувати наступні вимоги:

- порожнини підшипників варто заповнити приблизно на 2/3 обсягу, а корпусу редукторів - по маслопоказчику;
- змащення потрібно наносити тільки на очищені поверхні;
- не можна змазувати або обтирати механізми під час роботи крана.

У перші 10-15 днів варто перевіряти наявність змащення. На початку експлуатації нового крана масло міняють через 20 годин роботи, другий раз - через 120 годин, надалі - відповідно до таблиці 3. При закладці густого мастила варто переконатися в тім, що вона дійшла до тертьових частин. Рідкі масла перед уживанням варто профільтрувати, у мастильних матеріалах не повинне бути грудок, сторонніх домішок (для перевірки змащення розтирають на пальцях). Зберігати мастильні матеріали рекомендується в закритій ємності окремо по видах і сортам відповідно до інструкції до них.

8.3 Інструкція для експлуатації

Несучі елементи металоконструкції крана, а також сходи й робочі площадки підлягають огляду з метою виявлення можливих пошкоджень. Такий зовнішній огляд виконується машиністом перед початком кожної зміни.

Під час перевірки звертають увагу на:

- відсутність деформацій, які перевищують допустимі межі;
- відсутність тріщин та інших дефектів у зварних швах;
- відсутність тріщин у самих елементах металоконструкцій;
- надійність затягування болтових з'єднань;
- наявність гайок і контргайок;
- відсутність слідів корозії.

Основні елементи системи безпеки, які встановлюються на крані, включають:

- кінцеві вимикачі, що зупиняють рух механізмів крана, візка, а також механізмів головного і допоміжного підйому;
- блокувальні пристрої, які автоматично вимикають напругу при відкритті люка або виході на портал крана;
- обмежувачі вантажопідйомності.

Щодо зношуваних деталей, їх допустимі межі зносу визначаються наступним чином:

Ходові колеса

Дозволяється експлуатація ходових коліс до тих пір, поки знос бігової доріжки не перевищує 2% від початкового діаметра, а зменшення товщини реборд — не більше ніж на 50% від первісного значення. У разі досягнення граничного зносу колеса підлягають заміні або заводському ремонту, що включає наплавлення та подальше обточування бігової доріжки та реборд. Для проведення огляду або ремонту ходової частини крана її підіймають за допомогою домкратів та клинів.

Початкові розміри ходових коліс: діаметр бігової поверхні — 560 мм, товщина реборд — 25 мм.

Вали та осі

Вали, які не забезпечують належного посадкового з'єднання муфт чи зубчастих втулок, або мають зношені шпонкові гнізда, необхідно відновити під час найближчого ремонту. Відновлення посадок насічкою не дозволяється.

Вали з прогином понад 0,3 мм в абсолютному значенні або понад 0,15 мм на метр при частоті обертів вище 500 об/хв, а також ті, що мають прогин понад 0,5 мм або понад 0,25 мм на метр при обертах до 500 об/хв, повинні бути відремонтовані або замінені.

Виправлення валів із прогином не більше 0,008 від довжини може виконуватись без нагрівання, виключно в спеціальних скобах або під пресом.

При більших прогинах виправлення здійснюється при температурі не нижче 850 °С.

Відновлення шпонкових канавок проводиться фрезеруванням з розширенням паза не більше ніж на 15%. Шийки валів ремонтуються шляхом наплавлення з подальшим обточуванням, з попереднім місцевим підігрівом. Посадочні поверхні валів наплавляються якісними електродами або під флюсом з підігрівом.

Норми вибракування канатів визначаються згідно з вимогами «Правил устрою та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів».

Термін експлуатації крана визначається за ГОСТ 27584-88. Згідно з цим стандартом, повний встановлений строк служби мостових кранів становить 25 років.

ЗАКЛЮЧЕННЯ

У ході виконання дипломного проекту було розроблено мостовий електричний кран вантажопідйомністю 50/12,5 тонн.

Оцінка економічної доцільності модернізації базується на порівнянні ефективності експлуатації існуючої машини та оновленої. Заміна старого візка на новий призводить до зменшення маси крана, що, у свою чергу, знижує його вартість, а також зменшує навантаження від крана та піднятого вантажу на колону цеху. Це дає змогу застосовувати кран у приміщеннях із обмеженнями по навантаженню на колони. Економічний вигравш становить 188 758 гривень.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

- 1 Мельничук М.П., Клименко В.М. Підйомно-транспортне обладнання: навч. посібник. — Вінниця: ВНТУ, 2015. — 168 с.
2. Ф.К. Іванченко, “Підйомно-транспортні машини”, Київ “Вища школа” 1993р.
3. Методичні вказівки до курсової роботи з курсу “Проектування металоконструкцій ПТМ”. Укл: Л.М. Мартовицький, Запоріжжя ЗНТУ 2003р.
4. Методичні вказівки до курсового проекту “Вантажнопідйомна, транспортуюча та транспортна техніка”. Укл: О.І. Вільчек, В.І. Глушко, О.М. Руднев, Запоріжжя ЗНТУ 2002р.
5. А.Л. Кукібний, Г.П. Кудрявцев, “Механізація перегрузки тарноштучних грузів”, Київ “Техніка” 1973р.
6. Петренко В.І. Електропривод вантажопідіймальних машин. — Харків: НТУ «ХП», 2012. — 204 с.
7. Ю.П. Лапкін, А.Р. Малкович, “Перегрузочные устройства: справочник”, Львів “Машинобудування” 1984р.
8. В.Е.Павлище, «Основи конструювання та розрахунок деталей машин», Київ“Вища школа” 1993р.
9. Г.П. Деміденко, Е.П. Кузьменко, “Защита объектов народного хозяйства от оружия массового поражения”, Київ “Вища школа” 1989р.
10. Методичні вказівки до дипломного проектування з розділу “Охорона праці”, / Г.І.Дуднік, та ін.. – Запоріжжя: ЗНТУ, 2000. – 60 с.
11. Методичні вказівки з обґрунтування економічного модуля в дипломних проектах для студентів спеціальності “Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні машини і обладнання” денної та заочної форми навчання, Укл: І.О. Федерякін, Л.М. Мартовицький, Запоріжжя ЗНТУ 2007р.