

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Національний університет «Запорізька політехніка» Машинобудування
(повне найменування інституту, факультету)
Деталі машин та ТТМ
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проєкту (роботи)

Бакалавр
(ступінь вищої освіти)

на тему Встановлення вагової пристрою на механізмі
підйому крана

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи М-310

Спеціальності 133 машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Підйомно-транспортні, дорожні,
будівельні, мнієративні машини і обладнання
(прізвище та ініціали)

Керівник Мартовецький П.М.
(прізвище та ініціали)

Рецензент _____
(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Інститут, факультет Машинобудівний
Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів
Ступінь вищої освіти Бакалавр
Спеціальність 133 Спеціальне машинобудування
Освітня програма (спеціалізація) Підйомні транспортні машини та механізми

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри _____

« _____ » _____ 20 _____ року

ЗАВДАННЯ

на дипломний проєкт (роботу) студента(ки)

Почковський Ілля Євгенович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Встановлення вагового пристрою на механізм підйому крана

керівник проєкту (роботи) Мартовичук П. М. к. т. н. доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затвержені наказом закладу вищої освіти від « _____ » _____ 20 _____ року № _____

2. Термін здачі студентом закінченого проєкту (роботи) _____

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) Кран мостовий спеціальний

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їх належить розробити) 1) Розрахунок механізму підйому. 2) Розрахунок механізму пересування крана. 3) Розрахунок механізму пересування валячого механізму. 4) Розрахунок металоконструкції крана. 5) Ваговий міжвалівний механізм. 6) Осорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1. Загальний вид крана
2. Візок вагтяжний машини
3. Механізм підйому

6. Консультанти розділів проєкту (роботи) _____

Розділ	Прізвище посада та ініціали консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	Мартюшевський П. М.		

7. Дата видачі завдання « _____ » _____ 20__ року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ пор.	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Термін виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1	Ознайомлення з завданням		
2	Визначення існуючих конструкцій вагони-мобільних траків з змінюваним трактором		
3	Ознайомлення з конструкціями вагони-мобільних тракторів		
4	Оцінка негативних характеристик існуючих конструкцій та пропозиція перспективних конструкцій вагони-мобільних тракторів		
5	Робота з керівником та консультантом проекту		
6	Виконання графічної частини проекту		
7	Написання податальної записки бакалаврської роботи		

Студент

БЕБ
(підпис)

Бочковський І. В.
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи)

(підпис)

(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ПЗ: 81 с., рис., 25 табл., 3 джерел. 17

Об'єкт дослідження - електричний мостовий магнітний кран з траверсою вздовж моста на гнучкому підвісі.

Мета роботи – зниження втрат за рахунок прискорення технологічного процесу на стадії вантажно-розвантажувальних робіт і підвищення контролю за вантажопотоком матеріалу.

Досліджено – існуючі методи вимірювання маси вантажу під час вантажно-розвантажувального процесу, відмічені існуючі недоліки техніки що використовується і запропоновані заходи по підвищенню точності виміру.

КРАН ВАНТАЖОПІДЙОМНИЙ, ЗВАЖУЮЧИЙ ПРИСТРІЙ, ТЕНЗОВИМІРЮВАННЯ, МЕСДОЗА.

ЗМІСТ

Завдання на проект	2
Реферат	3
Вступ	6
1 Розрахунок механізму підйому	7
1.1 Вибір схеми та кратності поліспасти	7
1.2 Вибір вантажного каната	7
1.3 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана	9
1.4 Вибір гака.....	10
1.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана.....	10
1.6 Розрахунок вантажної траверси.....	13
1.6.1 Характеристика гака.....	13
1.6.2 Розрахунок підшипників.....	13
1.6.3 Розрахунок параметрів траверси гака.....	14
1.7 Вибір електродвигуна.....	15
1.8 Вибір редуктора.....	16
1.9 Перевірка двигуна за часом пуску.....	17
1.10 Вибір гальм та муфти.....	18
2 Розрахунок механізму пересування крана.....	20
2.1 Вибір схеми механізму пересування крана.....	20
2.2 Вибір ходових коліс.....	20
2.3 Опір пересуванню крана.....	21
2.4 Вибір електродвигуна.....	22
2.5 Вибір редуктора.....	23
2.6 Вибір муфти.....	24
2.7 Вибір гальма.....	24
2.8 Перевірка двигуна за тривалістю розгону та запасом зчеплення коліс з рейкою.....	27
3 Розрахунок механізму пересування візка.....	29

3.1	Вибір схеми механізму пересування візка.....	29
3.2	Вибір ходових коліс.....	29
3.3	Опір пересуванню візка.....	30
3.4	Вибір електродвигуна.....	31
3.5	Вибір редуктора.....	32
3.6	Вибір муфти.....	33
3.7	Вибір гальма.....	33
3.8	Перевірка двигуна за тривалістю розгону та запасом зчеплення коліс з рейкою.....	35
4	Розрахунок металоконструкції крану.....	37
4.1	Вибір матеріалу.....	37
4.2	Розрахунок навантажень.....	38
4.3	Розрахунок головної балки.....	39
4.4	Розрахунок кінцевої балки.....	42
5	Механізм ваговимірювання.....	46
6	Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях.....	61
6.1	Аналіз потенційних небезпек.....	61
6.2	Заходи по забезпеченню безпеки.....	62
6.3	Забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці.....	70
6.4	Заходи з пожежної безпеки.....	74
6.5	Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях.....	76
	Висновки.....	78
	Перелік посилань.....	79

ВСТУП

Необоротний прогрес економіки вимагає створення конкурентоспроможної продукції у всіх галузях виробництва. У таких умовах підприємства повинні постійно впроваджувати нові, більш вдосконалені та передові технології, що дозволяють максимально ефективно використовувати вихідні матеріали і отримувати продукцію вищої якості.

Сучасна ситуація на українському ринку надихає підприємства на найбільш рішучі кроки у напрямку реконструкції та оновлення основних активів, але раптові трансформації неможливі. Крім того, знаходження значних коштів для модернізації є надзвичайно складною задачею. Тому перехід до нових технологій переважно відбувається поетапно, упорядковано.

Оптимальним способом оновлення основних активів є заміна тих частин або вузлів, які найшвидше зазнають фізичного і морального зносу. Іноді доцільно переглянути технологічні процеси для досягнення оптимізації. Поєднання цих двох підходів є досить поширеним.

Аналіз технологічного циклу виготовлення та внутрішнього транспортування надав підстави для модернізації електричного мостового крана, який захоплював катані труби з поворотного столу і доставляв їх до місця розвантаження. Наступним кроком у пошуку найкращого рішення стала дана дипломна робота, мета якої - розгляд можливостей модернізації електричного мостового крана. Сучасні системи управління кранами включають пристрої для вимірювання вантажу та контролю за його підйомністю, що дозволяє автоматично реагувати на перевищення вантажопідйомності або проблеми з канатом.

1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ

1.1 ВИБІР СХЕМИ ТА КРАТНОСТІ ПОЛІСПАСТА

Згідно з рекомендаціями технічної літератури та існуючим аналогом крана приймаємо два здвоєних поліспасти з кратністю поліспасти $i_n = 1$, які забезпечують вертикальний підйом вантажу; рівномірне навантаження опор барабана та ходових коліс при підйомі вантажу. Кратність поліспасти вибираємо як правило з розрахунком, щоб натяг в одній вітці каната не перевищував 50 кН , оскільки збільшення кратності часто зменшує габаритні розміри та вагу приводу механізму підйому.

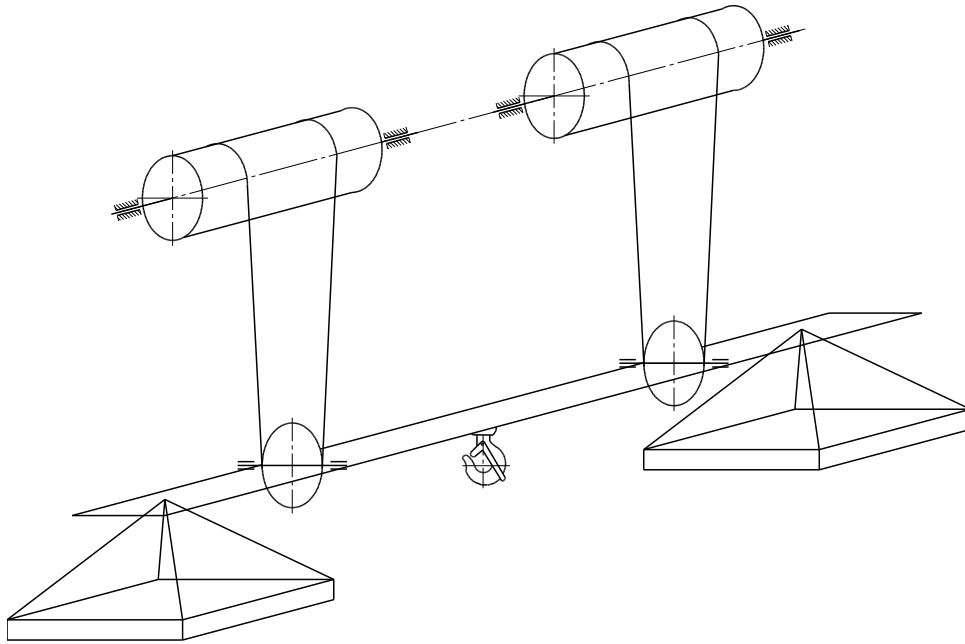


Рисунок 1.1 - Схема поліспасти

1.2 ВИБІР ВАНТАЖНОГО КАНАТА

Вибір сталевих канатів, що застосовуються як вантажні, стрілові, вантові, несучі та тягові, проводиться відповідно до вимог ДНАОП 0.00-1.03-02 та чинних НД.

Сталеві канати перевіряємо розрахунком за формулою:

$$F_{\text{РОЗР}} = Z_P \cdot F_{\text{max}} \leq [F]_{\text{розр}}, \quad (1.1)$$

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, зазначений в паспорті вантажопідіймального крана. Для перевірки визначимо найбільший розрахунковий натяг вітки каната:

$$F_{max} = \frac{10^4 \cdot Q}{a \cdot i_n \cdot \eta_n \cdot \eta^m}, \quad (1.2)$$

де Q - маса вантажу, т;

$a = 4$ - кількість віток каната, які намотуються на барабан;

$m = 1$ - кількість відхиляючих блоків.

$$F_{max} = \frac{10^4 \cdot 10}{4 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,98^0} = 25,0 \text{ кН},$$

Z_p – мінімальний коефіцієнт використання каната (мінімальний коефіцієнт запасу міцності каната), визначаємо за табл. 1.1 в залежності від групи режиму класифікації механізму підймання М7 (ISO 4301/1-86);

$$F_{РОЗР} = 7,1 \cdot 25,0 = 178 \text{ кН}$$

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+7+7/7+14)+7'7(1+6) ГОСТ 7669-80 з характеристиками [3]:

- діаметр $d_k = 17,5$ мм;
- маркувальна група – 1770 МПа;
- маса каната (1000 м) – 1360 кг;
- розривне зусилля $F_{розр} = 196$ кН.

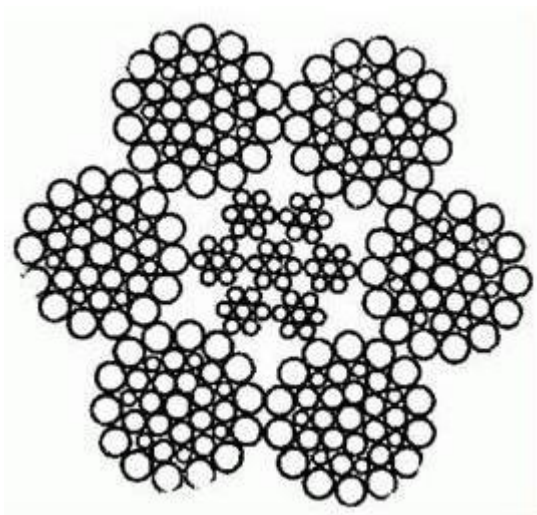


Рисунок 1.2 – Канат подвійної звивки типу ЛК-РО конструкції 6×36(1+7+7/7+14)+7'7(1+6) ГОСТ 7669-80

Приклад умовного позначення сталевого канату діаметром 17,5 мм, вантажного призначення (Г), з дроту марки І, дріт без покриття, нерозкрутний (Н), маркувальної групи 1570 МПа:

17,5-Г-І-Н-1770 ГОСТ 2688-80

1.3 РОЗРАХУНОК ГВИНТІВ КРІПЛЕННЯ КАНАТА ДО БАРАБАНА

Зусилля натягу каната в місці кріплення

$$F_{кр} = \frac{F_{max}}{e^{f\alpha}}, \quad (1.3)$$

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, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

$$F_{\text{кр}} = \frac{25000}{2,72^{0,16 \cdot 3 \cdot \pi}} = 5530 \text{ Н.}$$

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3 \cdot F_{\text{кр}}}{d_1^2 \cdot [\sigma]_p}, \quad (1.4)$$

де $d_1 = 10,106 \text{ мм}$ - 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.

$$Z = \frac{3 \cdot 5530}{10,106^2 \cdot 50} = 3,25$$

Приймаємо $Z=4$.

1.4 ВИБІР ГАКА

Гак вибираємо за номінальною вантажопідйомністю та групою режиму роботи для машинного приводу. Приймаємо гак №17, тип Б, маса 44,5 кг, [2].

Умовне позначення заготовки гака №17, типу Б (довгий гак), виконання 2 (з приливом):

Заготовка гака 17Б – 2 ГОСТ 6627-74

Запобіжні замки для однорогих гаків, що застосовуються у вантажопідіймальних кранах і машинах загального призначення, мають 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:

$$D_1 \geq h_1 \cdot d ; \quad D_2 \geq h_2 \cdot d ; \quad D_3 \geq h_3 \cdot d, \quad (1.5)$$

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],

$$D_1 \geq h_1 \cdot d = 22,4 \cdot 17,5 = 392 \text{ мм, приймаємо } D_1 = 558 \text{ мм}$$

$$D_2 \geq h_2 \cdot d = 25 \cdot 17,5 = 438 \text{ мм, приймаємо } D_2 = 440 \text{ мм}$$

$$D_3 \geq h_3 \cdot d = 16 \cdot 17,5 = 280 \text{ мм, приймаємо } D_3 = 280 \text{ мм}$$

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:

$$Z = \frac{H \cdot i_n}{\pi \cdot D_1} + 4,5 \quad (1.6)$$

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.

$$Z = \frac{16}{3,14 \cdot 0,558} + 4,5 = 13,6, \text{ приймаємо } Z = 14$$

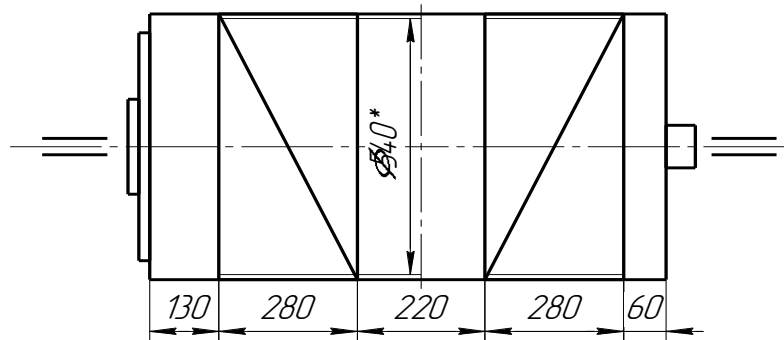


Рисунок 1.3 – Схема барабана

Довжина нарізки на барабані:

$$l = Z \cdot p, \quad (1.7)$$

де $p \geq 1,1 \cdot d_k = 1,1 \cdot 17,5 = 19,3$ мм - крок нарізки на барабані, приймаємо $p = 20$ мм.

$$l = 14 \cdot 20 = 280 \text{ мм}$$

Загальна довжина барабану при здвоєному поліспасті:

$$L = 2 \cdot l + 2 \cdot b + c \quad (1.8)$$

де $b = 3 \cdot p = 3 \cdot 20 = 60$ мм - довжина гладкої частини на кінцях барабана;

приймаємо $b = 130$ мм - з боку редуктора, $b = 60$ мм - з боку виносної опори;

c - довжина гладкої частини між нарізками, $c = 220$ мм - прийнято

$$L = 2 \cdot 280 + (130 + 60) + 220 = 970 \text{ мм}$$

Товщину стінки приймають для сталевого барабана:

$$\delta \approx 1,2 \cdot d_k = 1,2 \cdot 17,5 = 21 \text{ мм, приймаємо } \delta = 21 \text{ мм} \quad (1.9)$$

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

Стінки барабана перевіряють по напруженню стиску:

$$\sigma_{\text{СТ}} = \frac{F_{\text{max}}}{\delta \cdot p} \leq [\sigma]_{\text{СТ}}, \quad (1.10)$$

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

$$\sigma_{\text{СТ}} = \frac{25000}{0,021 \cdot 0,020} = 59,5 \text{ МПа} \leq [\sigma]_{\text{СТ}}$$

1.6 РОЗРАХУНОК ВАНТАЖНОЇ ТРАВЕРСИ

1.6.1 ХАРАКТЕРИСТИКА ГАКА

Гак №17-Б:

$$D = 120 \text{ мм}; \quad S = 90 \text{ мм}; \quad b = 75 \text{ мм}; \quad L = 600 \text{ мм};$$

$$d = 80 \text{ мм}; \quad d_1 = 70 \text{ мм}; \quad d_2 = M64; \quad h = 115 \text{ мм};$$

$$m = 44,5 \text{ кг}.$$

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

1.6.2 РОЗРАХУНОК ПІДШИПНИКІВ

Упорний підшипник вибираємо по статичному навантаженню:

$$C_o = 1,2 \cdot Q = 1,2 \cdot 100000 = 120 \text{ кН}, \text{ та діаметру шийки гака } d_1 = 70 \text{ мм}.$$

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

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

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

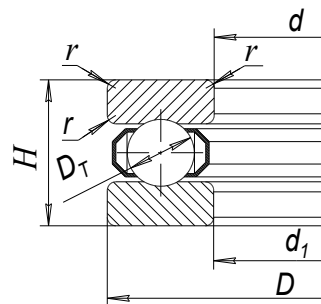


Рисунок 1.4 – Ескіз упорного підшипника

Підшипники блока траверси вибираємо за статичною вантажопідйомністю і навантаженням на один підшипник:

$$C_o = 1,2 \cdot F_{max} = 1,2 \cdot 25000 = 30 \text{ кН}.$$

Підшипник вибираємо з каталогу за статичною вантажопідйомністю. Повинні бути дотримані умови $C_o \leq [C_o]_{кат}$. Приймаємо підшипник легкої серії 212 по ГОСТ 8338-75 з параметрами [6]:

$$d = 60 \text{ мм}; \quad D = 110 \text{ мм}; \quad B = 22 \text{ мм}; \quad r = 2,5 \text{ мм};$$

$$C = 52000 \text{ Н}; \quad C_0 = 31000 \text{ Н}; \quad m = 0,771 \text{ кг}.$$

1.6.3 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ТРАВЕРСИ ГАКА

Мінімальна висота траверси визначається залежністю:

$$H = \sqrt{\frac{6 \cdot M}{(B - d_0) \cdot [\sigma]}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 4500000}{(120 - 75) \cdot 100}} = 77 \text{ мм}, \quad (1.11)$$

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

$$M = \frac{10^4 \cdot Q \cdot A}{4} = \frac{10^4 \cdot 10 \cdot 180}{4} = 4500000 \text{ Нмм} \quad (1.12)$$

де $A = B_1 + 20 \text{ мм} = 160 + 20 = 180 \text{ мм}$ — для траверси з урахуванням товщини цапфи.

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

$$B = D_{\text{ц}} + (10 \dots 20) = 100 + (10 \dots 20) = 110 \dots 120 \text{ мм}, \text{ приймаємо } B = 120 \text{ мм} -$$

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.

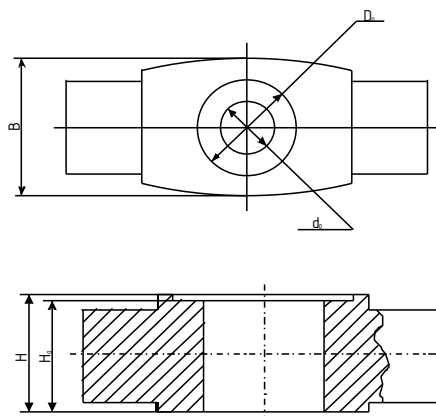


Рисунок 1.5 – Схема траверси

Необхідний діаметр цапфи осі траверси під підшипник блоків:

$$d_{\text{ц}} = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1}{0,1 \cdot [\sigma]_{\text{ЗГ}}}}, \quad (1.13)$$

де M_1 — згинальний момент;

$$M_1 = F_{\max} \cdot A / 2 = 25000 \cdot 180 / 2 = 2250000 \text{ Нмм}, \quad (1.14)$$

$$d_{\text{ц}} = \sqrt[3]{\frac{2250000}{0,1 \cdot 100}} = 60 \text{ мм}$$

Оскільки діаметр цапфи в небезпечному перерізі, а саме у середині осі задовольняє умові $d_{\text{ц}} \leq d_{\text{п}}$, то підшипники блоків прийнято правильно.

1.7 ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Електродвигун вибираємо з каталогу по необхідній потужності:

$$P_{\text{СТ}} = \frac{10 \cdot Q_{\max} \cdot V_n}{\eta}, \quad (1.15)$$

де $V_{\text{П}} = 0,34 \text{ м/с}$ - швидкість підйому вантажу,

η - загальний ККД механізму підйому;

$$\eta = \eta_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{м}} \quad (1.16)$$

де $\eta_{\text{б}}$, $\eta_{\text{р}}$, $\eta_{\text{м}}$ - ККД відповідно барабана, редуктора, муфти.

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

$$P_{\text{СТ}} = \frac{10 \cdot 10 \cdot 0,34}{0,85} = 40,0 \text{ кВт}$$

Тип електродвигуна – **4МТН 280-S10** [4].

Потужність – $P_{\text{дв}} = 45 \text{ кВт}$.

Частота обертання – $n_{\text{дв}} = 570 \text{ хв}^{-1}$.

Максимальний момент – $T = 900 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Момент інерції – $I_p = 3,8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Маса – $m = 750 \text{ кг}$, [рис. 1.7].

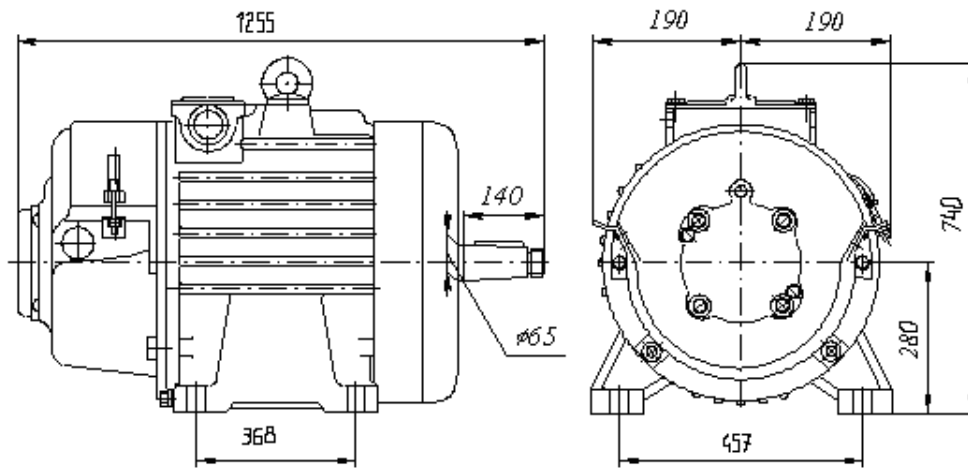


Рисунок 1.6 – Електродвигун 4МТН 280-S10

1.8 ВИБІР РЕДУКТОРА

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

$$U_p = \frac{n_{ДВ}}{n_{\sigma}} = \frac{570}{11,64} = 48,97 \quad (1.17)$$

де $n_{об} = 720 \text{ хв}^{-1}$ - частота обертання вала двигуна;

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

$$n_{\sigma} = \frac{60 \cdot V_{II}}{\pi \cdot D_1} = \frac{60 \cdot 0,34}{3,14 \cdot 0,558} = 11,64 \text{ хв}^{-1}; \quad (1.18)$$

$V_{II} = 0,34 \text{ м/с}$ - швидкість підйому вантажу,

$D_1 = 0,558 \text{ м}$ - діаметр барабана по центрам витків.

Приймаємо: редуктор – **Ц2У–400** [8].

Фактичне передаточне число – $U = 49,3$.

Потужність на швидкохідному валу – $P = 53 \text{ кВт}$.

Частота обертання швидкохідного вала – 1000 хв^{-1} .

Перевіряємо фактичну швидкість підйому вантажу:

$$V_{\phi} = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{ДВ}}{U_p \cdot 60} = \frac{3,14 \cdot 0,558 \cdot 570}{49,3 \cdot 60} = 0,338 \text{ м/с} \quad (1.19)$$

де U_p - передаточне число редуктора.

Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{V_{\Pi} - V_{\Phi}}{V_{\Pi}} \cdot 100\% = \frac{0,34 - 0,338}{0,34} \cdot 100\% = 0,588\% < [5\%] \quad (1.20)$$

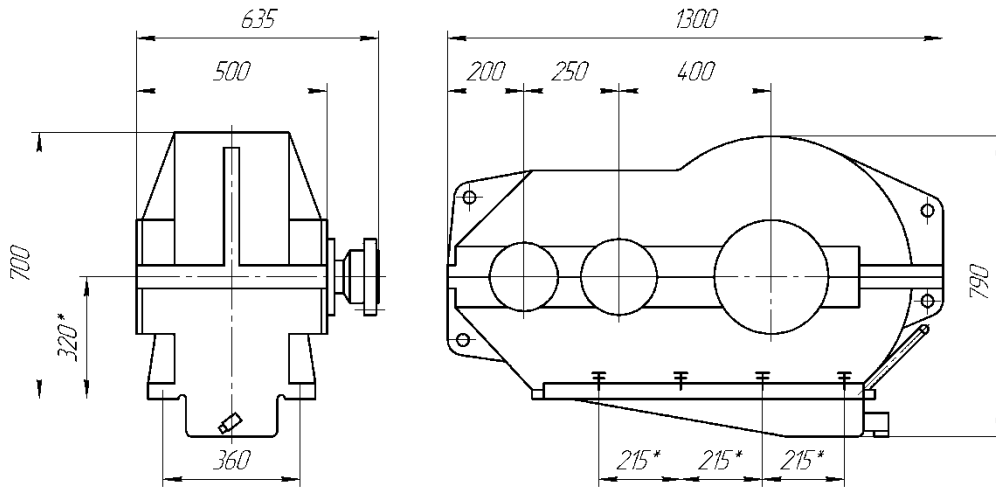


Рисунок 1.7 – Редуктор Ц2-400

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:

$$P_{\text{ЕКВ}} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P_{\text{СТ}} \leq P_{25}, \quad (1.21)$$

де $K_{25} = 1$ - коефіцієнт приведення потужності для важкого режиму роботи.

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

$$P_{\text{ЕКВ}} = 1 \cdot 0,86 \cdot 45 = 38,7 \leq 54 \text{ кВт}$$

Перевірка електродвигуна по часу розгону:

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_{\partial}}{T_n^{\text{CP}} \pm T_{\text{СТ}}} \geq [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с} \quad (1.22)$$

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

$$I_{3B} = \delta \cdot (I_P + I_M) + m \cdot \frac{D^2}{4 \cdot n^2 \cdot U_P^2 \cdot \eta_3}, \quad (1.23)$$

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

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

$$I_p = 3,8 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

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

$m = 10^3 \cdot Q_{\max} = 10^3 \cdot 10 = 10000 \text{ кг}$ - маса вантажу, який піднімають,

R_{σ} - радіус барабана,

$$R_{\sigma} = 0,279 \text{ м};$$

U_p - передаточне число редуктора;

$$U_p = 49,3;$$

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

$$T_n^{cp} = \psi \cdot T_H = 1,55 \cdot 754 = 1169 \text{ Н}\cdot\text{м}; \quad (1.24)$$

де $\psi = 1,5-1,6$ - середня кратність пускового моменту для двигунів трьохфазного струму с фазним ротором.

T_H - номінальний момент електродвигуна;

$$T_H = \frac{10^3 \cdot P_{\partial}}{\omega_{\partial}} = \frac{10^3 \cdot 45}{59,7} = 754 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.25)$$

$$I_{зв} = 1,2 \cdot (3,8 + 0,08) + 10000 \cdot \frac{0,558^2}{4 \cdot 49,3^2 \cdot 0,88} = 4,92 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

$$T_{ст} = \frac{10^4 \cdot Q_{\max} \cdot D_1}{2 \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{10^4 \cdot 10 \cdot 0,558}{2 \cdot 49,3 \cdot 0,88} = 643 \text{ Н}\cdot\text{м} - \text{момент на валу двигуна від маси}$$

вантажy.

$$t_n = \frac{4,92 \cdot 59,7}{1169 \pm 643} = 0,162 \div 0,558 \leq [t_n] = 1 - 2 \text{ с};$$

при підйманні $t_n = 0,558 \text{ с}$; при опусканні $t_n = 0,162 \text{ с}$.

За рахунок використання двигунів з фазним ротором існує можливість, при необхідності, збільшення часу пуску.

1.10 ВИБІР ГАЛЬМ ТА МУФТИ

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

$$T_{\Gamma} = \frac{10^4 \cdot Q_{\max} \cdot D_1 \cdot \eta \cdot K_{\Gamma}}{2 \cdot U_p} = \frac{10^4 \cdot 10 \cdot 0,558 \cdot 0,88 \cdot 1,25}{2 \cdot 49,3} = 623 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.26)$$

де $K_r = 1,25$ - коефіцієнт запасу гальмування при наявності двох гальмів.

Тип гальм – **ТКГ-300** [4].

Діаметр гальмівного шківа – 300 мм;

Ширина шківа – 140 мм;

Найбільший гальмовий момент – 800 Н·м;

Маса гальм – 80 кг.

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

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{MAX}; \quad (1.27)$$

де $T_H = 754 \text{ Н}\cdot\text{м}$ - номінальний момент, який передає муфта;

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

$K_2 = 1,3$ - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму.

$$T_M = 754 \cdot 1,8 \cdot 1,3 = 1764 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Муфта зубчаста с проміжним валом та з гальмівним шківом МЗП по ГОСТ 5006 [4].

Найбільший крутний момент - 2500 Н·м.

Діаметр шківа під гальмо – 300 мм.

Ширина шківа – 145 мм.

Маса муфти – 10,2 кг.

Момент інерції – 0,08 кг·м².

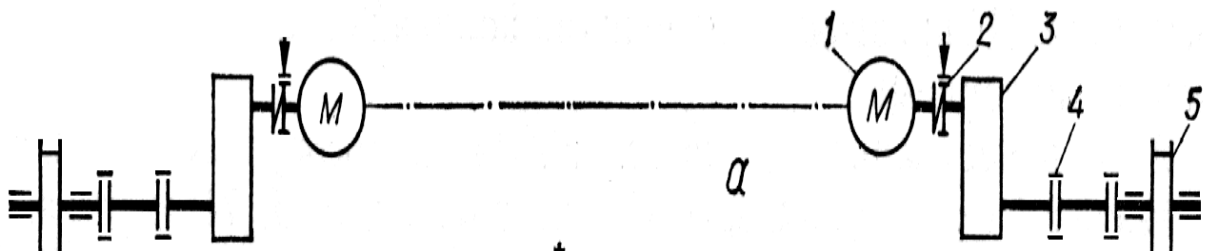
Діаметр вихідного валу двигуна (конічний) - 60 мм.

Діаметр вхідного валу редуктора (конічний) - 65 мм.

2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

2.1 ВИБІР СХЕМИ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

Приймаємо схему з розділеним приводом, керуючись існуючим аналогом крана.



1 – двигун, 2 – гальмо, 3 – редуктор, 4 – муфта, 5 - колесо

Рисунок 2.1 – Розрахункова схема механізму пересування крана

2.2 ВИБІР ХОДОВИХ КОЛІС

Ходові колеса кранів вибирають з урахуванням максимального навантаження на колесо, швидкості пересування та режиму роботи.

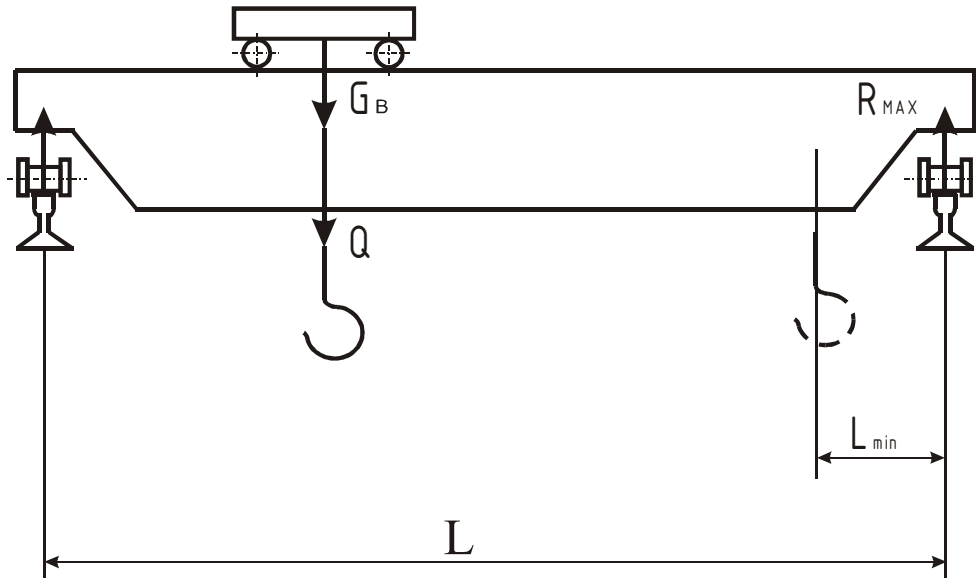


Рисунок 2.1 - Схема мостового крана

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

$$\begin{aligned}
 R &= \left(\frac{G_K}{4} + (Q + G_B) \cdot \frac{L - l_{\min}}{2 \cdot L} \right) \cdot 10^4 = \\
 &= \left(\frac{32,3}{4} + (10 + 8,735) \cdot \frac{24 - 2,7}{2 \cdot 24} \right) \cdot 10^4 = 164 \text{ кН}
 \end{aligned}
 \quad (2.1)$$

Масу візка мостового крана $G_B = 8735$ кг, [креслення].

Ходові колеса крана вибираємо в залежності від сили R , швидкості пересування $V = 1,2$ м/с та групи режиму роботи 5М (важкий режим).

Діаметр колеса – 630 мм.

Тип рейки – КР70 ГОСТ 4121-96.

Швидкість руху – 1,78 м/с.

Допустимий тиск – 250 кН.

Діаметр цапф валів коліс:

$$d = (0,2 \div 0,3) \cdot D = (0,2 \div 0,3) \cdot 630 = 126 \dots 189 \text{ мм} \quad (2.2)$$

Приймаємо $d=150$ мм.

2.3 ОПІР ПЕРЕСУВАННЮ КРАНА

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

$$W = W_T + W_{in} + W_{yx} = 4130 + 10200 + 510 = 14840 \text{ Н} \quad (2.3)$$

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

$$W_T = \frac{10^4 \cdot (Q + G_k)}{D} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot K_p \quad (2.4)$$

де $Q = 10 \text{ т}$ - номінальна вантажопідйомність;

$G_k = 41,0 \text{ т}$ - маса крана;

$D = 0,4 \text{ м}$ - діаметр ходового колеса;

$\mu = 0,0002$ - коефіцієнт тертя ковзання;

$f = 0,02$ - коефіцієнт тертя в підшипниках кочення;

$d = 0,15 \text{ м}$ - діаметр вісі колеса;

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

$$W_T = \frac{10^4 \cdot (10 + 41,0)}{0,63} \cdot (2 \cdot 0,0002 + 0,02 \cdot 0,15) \cdot 1,5 = 4130 \text{ Н}$$

Сила інерції (при допустимому прискоренні $[a] = 0,2 - 0,3 \text{ м/с}^2$):

$$W_{in} = 10^3 \cdot (Q + G_k) \cdot [a] = 10^3 \cdot (10 + 41) \cdot 0,2 = 10200 \text{ Н} \quad (2.5)$$

Сила опору від ухилу підкранового шляху:

$$W_{yx} = 10^4 (Q + G_k) i = 10^4 (10 + 41) \cdot 0,001 = 510 \text{ Н}, \quad (2.6)$$

де $i = 0,001$ - допустимий ухил шляху кранових рейок.

2.4 ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Необхідна потужність електродвигуна механізму пересування крана:

$$P = \frac{W \cdot V}{10^3 \cdot \eta \cdot \psi} = \frac{14840 \cdot 1,6}{10^3 \cdot 0,88 \cdot 1,5} = 18,0 \text{ кВт} \quad (2.7)$$

де V - швидкість пересування крана, м/с;

η - ККД приводу,

$\psi = 1,5 \dots 1,6$ - середня кратність пускового моменту двигуна.

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

$$P_d = 0,6 \cdot P = 0,6 \cdot 18,0 = 11 \text{ кВт} \quad (2.8)$$

Тип електродвигуна – **МТН 312-6-У3** [4].

Потужність – $P_{\text{дв}} = 15,0$ кВт.

Частота обертання – $n_{\text{дв}} = 950$ хв⁻¹.

Момент інерції – $I_p = 0,312$ кг·м².

Маса – $m = 210$ кг.

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

Еквівалентну потужність електродвигуна, котра не допускає перегріву обмоток:

$$P_{\text{екв}} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P \leq P_{25} \quad (2.9)$$

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

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

Перевірка двигуна за нагріванням:

$$P_{\text{екв}} = 0,75 \cdot 1,25 \cdot 15 = 14,1 \text{ кВт} \leq 17,5 \text{ кВт}, \text{ умова виконується.}$$

2.5 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:

$$U_p = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{к}}} = \frac{950}{48,5} = 19,59, \quad (2.10)$$

де $n_{\text{дв}}$ – частота обертання вала двигуна $n_{\text{дв}} = 950$ хв⁻¹;

$n_{\text{к}}$ – частота обертання ходового колеса $n_{\text{к}} = 54,0$ хв⁻¹;

$$n_{\text{к}} = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 1,6}{3,14 \cdot 0,63} = 48,5 \text{ хв}^{-1} \quad (2.11)$$

Тип редуктора - **Ц2-400**, [4].

Передаточне число – $U_p = 19,88$.

Частота обертання швидкохідного вала – 960 хв.⁻¹

Обертний момент на тихохідному валу – $4,8$ кН·м.

Маса редуктора – 317 кг.

Фактична швидкість пересування, м/с:

$$V_{\Phi} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\text{дв}}}{60 \cdot U_p} = \frac{3,14 \cdot 0,63 \cdot 950}{60 \cdot 19,88} = 1,58 \text{ м/с} \quad (2.12)$$

де U_p - передаточне число редуктора по каталогу.

Відхилення від заданої швидкості:

$$\Delta V = \frac{V_{\Phi} - V}{V} \cdot 100\% = \frac{1,58 - 1,6}{1,6} \cdot 100\% = 1,25\%; \quad (2.13)$$

Перевірка за передаточним числом:

$$\Delta U = \frac{U_{\Phi} - U}{U} \cdot 100\% = \frac{19,88 - 19,59}{19,59} \cdot 100\% = 1,48\% \quad (2.14)$$

Відхилення передаточного числа механізму пересування від номінального значення допускається в межах $\pm 5\%$.

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

Розрахункова потужність

$$P_p = K_p \cdot P = 1,7 \cdot 15 = 25,5 \text{ кВт} \quad (2.15)$$

де $K_p = 1,7$ - для групи режиму роботи 5М для редукторів РМ, Ц2, ВК, ВКН.

P – найбільша потужність, яку передає редуктор.

2.6 ВИБІР МУФТИ

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

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{\text{MAX}} \quad (2.16)$$

$$T_M = 151 \cdot 1,2 \cdot 1,3 = 236 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Муфта зубчаста з проміжним валом та гальмівним шківом по ГОСТ 5006 [4].

Найбільший момент - 700 Н·м.

Діаметр шківа під гальмо – 200 мм.

Ширина шківа – 95 мм.

Маса муфти – 13 кг.

Момент інерції – 0,2 кг·м².

2.7 ВИБІР ГАЛЬМА

Гальмо механізму пересування крана вибирають по гальмовому моменту, який забезпечує допустиме уповільнення при гальмуванні завантаженого крану:

$$T_{\Gamma} = \frac{I_{3B}^{\Gamma} \cdot \omega_d}{t_{\Gamma}} - T_{CT}^{\Gamma} \quad (2.17)$$

де $\omega_d = 99,5 \text{ с}^{-1}$ - кутова швидкість двигуна;

$$t_{\Gamma} = \frac{V}{[a]} = \frac{1,78}{0,3} = 5,93 \text{ с} - \text{ час гальмування крану з вантажем.}$$

$[a] = 0,1-0,3 \text{ м/с}^2$ - допустиме уповільнення під час гальмування крана з умов безпечного переміщення вантажу.

I_{3B}^{Γ} - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кг·м²;

$$I_{3B}^{\Gamma} = \delta \cdot (I_p + I_M) + (m + Q) \cdot \frac{R_k^2 \cdot \eta}{U_p^2} \quad (2.18)$$

де $\delta \cdot (I_p + I_M)$ - момент інерції обертових мас, кг·м²;

$$\delta = 1,1 \dots 1,2;$$

$I_p = 0,312 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ - момент інерції ротора двигуна;

$I_M = 0,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ - момент інерції муфти з гальмовим шківом;

$m = 41000 \text{ кг}$ - маса крана;

$R_k = 0,315 \text{ м}$ - радіус колеса;

$U_p = 19,88$ - передаточне число механізму пересування;

$\eta = 0,88$ - загальний ККД.

$$I_{3B}^{\Gamma} = 1,15 \cdot (0,312 + 0,1) + (41 + 10) \cdot 10^3 \cdot \frac{0,315^2 \cdot 0,88}{19,88^2} = 11,7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

T_{CT}^{Γ} - момент сил опору при пересуванні завантаженого крану з урахуванням того, що коефіцієнт реборд $K_p = 1$.

$$T_{\text{ст}}^{\Gamma} = \frac{W_{\text{T}} \cdot R_{\text{К}}}{2 \cdot U_{\text{р}} \cdot \eta} = \frac{4130 \cdot 0,315}{2 \cdot 19,88 \cdot 0,88} = 37,2 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.19)$$

$$T_{\Gamma} = \frac{11,7 \cdot 99,5}{5,93} - 37,2 = 159 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Тип гальм – **ТКГ-200-У2**.

Діаметр гальмового шківa – 200 мм.

Найбільший гальмовий момент – 300 Н·м.

Ширина гальмівної колодки – 90 мм.

Маса гальм – 35 кг.

Вибрані гальма перевіряються по часу гальмування не завантаженого крана по залежності

$$t_{\Gamma}' = \frac{I'_{\text{ЗВ}} \cdot \omega_{\text{д}}}{T_{\Gamma}' + T'} \geq t_{\Gamma}^{\text{min}} \quad (2.20)$$

де $I'_{\text{ЗВ}}$ - момент інерції рухомих мас, приведений до вала двигуна з урахуванням відсутності маси вантажу, кг·м²;

$T_{\text{ст}}'$ - момент сил опору не завантаженого крана;

$$T_{\text{ст}}' = \frac{W_{\text{T}}' \cdot R_{\text{К}}}{2 \cdot U_{\text{р}} \cdot \eta} = \frac{2210 \cdot 0,315}{2 \cdot 19,88 \cdot 0,88} = 19,9 \text{ Н} \cdot \text{м} , \quad (2.21)$$

$$W_{\text{T}} = \frac{10^4 \cdot 41}{0,63} \cdot (2 \cdot 0,0002 + 0,02 \cdot 0,15) \cdot 1 = 2210 \text{ Н} ;$$

t_{Γ}^{min} - мінімальний час гальмування не завантаженого крана при відсутності

юзу гальмових коліс по рейкам;

$$t_{\Gamma}^{\text{min}} = \frac{1200 \cdot m \cdot V}{R_{\text{min}}^{\text{пр}} \cdot \varphi} = \frac{1200 \cdot 41 \cdot 1,58}{205000 \cdot 0,2} = 1,9 \text{ с} \quad (2.22)$$

де $m = 41 \text{ т}$ - вага крана;

$V = 1,58 \text{ м/с}$ - швидкість пересування;

$R_{\text{min}}^{\text{пр}}$ - навантаження на гальмові колеса без вантажу;

$$R_{\min}^{\text{пр}} = \left(\frac{G_K + G_B}{2} \right) 10^4 = \left(\frac{32,3 + 8,735}{2} \right) \cdot 10^4 = 205 \text{ кН} \quad (2.23)$$

$\varphi = 0,2$ - коефіцієнт зчеплення коліс з рейками у приміщенні;

$I_{зв}^{1\Gamma}$ - зведений момент інерції рухомих мас;

$$\begin{aligned} I_{зв}^{1\Gamma} &= \delta \cdot (I_p + I_M) + m' \cdot \frac{R^2}{U_p^2} \cdot \eta = \\ &= 1,15 \cdot (0,312 + 0,2) + 41000 \cdot \frac{0,315^2}{19,88^2} \cdot 0,88 = 9,65 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned} \quad (2.24)$$

де $m = 41000 \text{ кг}$ - маса крана без вантажу.

$$t_{\Gamma}' = \frac{9,65 \cdot 99,5}{159 + 19,9} = 5,37 \text{ с} \geq 0,11 \text{ с}$$

2.8 ПЕРЕВІРКА ДВИГУНА ЗА ТРИВАЛІСТЮ РОЗГОНУ ТА ЗАПАСОМ ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІС З РЕЙКОЮ

Час розгону крана з вантажем:

$$t_p' = \frac{I_{зв}' \cdot \omega_D}{T_{\Pi}^{\text{ср}} - T_{\text{ст}}'} \leq [t_p] = 6 \dots 10 \text{ с} \quad (2.25)$$

де $I_{зв}'$ - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кгм^2 :

$$\begin{aligned} I_{зв}' &= \delta \cdot (I_p + I_M) + m \cdot \frac{R^2}{U_p^2 \cdot \eta_3} = \\ &= 1,15 \cdot (0,312 + 0,2) + 51000 \cdot \frac{0,315^2}{19,88^2 \cdot 0,88} = 15,1 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned} \quad (2.26)$$

де I_p, I_M - відповідно моменти інерції ротора двигуна і муфти, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$U_p = 19,88$ - передаточне число редуктора;

$m = 10^3 \cdot (Q + G) = 10^3 \cdot (10 + 41) = 51000 \text{ кг}$ - маса крана з вантажем; (2.27)

$R = 0,315 \text{ м}$ - радіус колеса,

$[t_p] = 6 - 10 \text{ с}$ - для механізму пересування крана.

Момент від сил опору завантаженого крана:

$$T_H = \frac{P_d \cdot 10^3}{\omega_d} = \frac{30 \cdot 10^3}{99,5} = 302 \text{ Н} \cdot \text{м} - \text{номінальний момент двигуна}, \quad (2.28)$$

$$T_H^{cp} = T_H \cdot \psi = 302 \cdot 1,5 = 453 \text{ Н} \cdot \text{м} - \text{середній пусковий момент двигуна}. \quad (2.29)$$

ψ - середня кратність пускового моменту, $\psi = 1,5 \dots 1,6$;

$$T_{ct}' = \frac{W_T' \cdot R_K}{2 \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{14840 \cdot 0,315}{2 \cdot 19,88 \cdot 0,88} = 134 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.30)$$

$$t_p' = \frac{15,1 \cdot 99,5}{453 - 134} = 4,71 \text{ с}$$

Отримане значення часу розгону двигуна входить до допустимих меж.

Запас зчеплення приводних коліс порожнього крана оцінюють коефіцієнтом запасу зчеплення.

$$K_{зч} = \frac{R_{np}^{1min} \cdot \varphi}{W_{тр}' + W_i' - W_{тр}^{пр}} \geq 1,2 \quad (2.31)$$

де R_{np}^{1min} - найменший тиск приводних коліс порожнього крана на рейки;

$$R_{np}^{1min} = \left(\frac{G_K}{4} + G_B \cdot \frac{l_{min}}{2 \cdot L} \right) = \left(\frac{32,3}{4} + 8,735 \cdot \frac{2,7}{2 \cdot 24} \right) \cdot 10^4 = 85,7 \text{ кН} \quad (2.32)$$

$\varphi = 0,2$ - коефіцієнт зчеплення коліс з роликками при роботі крана в приміщенні;

$W_{тр}^1$ - сумарний опір пересування крана від тертя в опорах при $Q = 0$;

$$W_{тр}^1 = \frac{10^4 \cdot 41,0}{0,63} \cdot (2 \cdot 0,0002 + 0,02 \cdot 0,15) \cdot 1,5 = 3320 \text{ Н}$$

W_i - сила інерції порожнього крана, Н;

$$W_i = 10^3 \cdot m \cdot \frac{V}{t_p^{nop}} = 10^3 \cdot 41 \cdot \frac{1,58}{6} = 10800 \text{ Н}; \quad (2.33)$$

де m - маса крана без вантажу, т

V - швидкість руху, м/с

t_p^{nop} - час розгону порожнього крана, с

$W_{тр}^{np}$ - опір в цапфах приводних коліс при русі без вантажу, Н;

$$W_{\text{тр}}^{\text{пр}} = R_{\text{пр}}^{1\text{min}} \cdot f \cdot \frac{d}{D} = 85700 \cdot 0,02 \cdot \frac{0,15}{0,63} = 408 \text{ Н} , \quad (2.34)$$

де $R_{\text{пр}}^{1\text{min}}$ - найменше зусилля на приводні колеса при русі без вантажу, Н;

$f=0,015\dots0,02$ – коефіцієнт тертя у цапфах приводних коліс;

d – діаметр цапфи, м

D – діаметр ходового колеса, м.

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

$$K_{\text{зч}} = \frac{85700 \cdot 0,2}{3320 + 10800 - 408} = 1,25 \geq 1,2 - \text{ умова виконується.}$$

3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

3.1 ВИБІР СХЕМИ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

Приймаємо схему з центральним приводом, керуючись існуючим аналогом крана.

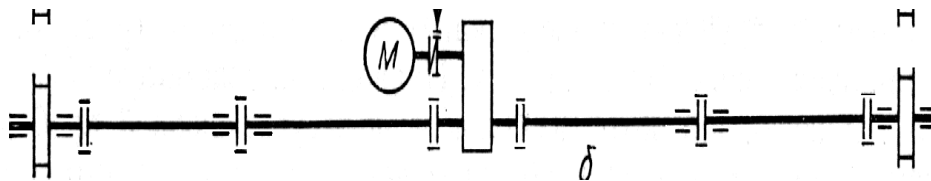


Рисунок 3.1 – Розрахункова схема механізму пересування крана

3.2 ВИБІР ХОДОВИХ КОЛІС

Ходові колеса візка вибирають з урахуванням максимального навантаження на колесо, швидкості пересування та режиму роботи.

Сила діюча на колеса візка:

$$R = (Q + G_B) \cdot \frac{1}{4} \cdot 10^4 = (10 + 8,735) \cdot \frac{1}{4} \cdot 10^4 = 46,8 \text{ кН} \quad (3.1)$$

Маса візка мостового крана $G_B = 8735$ кг.

Ходові колеса візка вибираємо в залежності від сили R , швидкості пересування $V = 0,56$ м/с та групи режиму роботи 5М (важкий режим).

Діаметр колеса – 400 мм.

Тип рейки – Р43 ГОСТ 7174-75.

Швидкість руху – 0,56 м/с.

Допустимий тиск – 100 кН.

Діаметр цапф валів коліс:

$$d = (0,2 \div 0,3) \cdot D = (0,2 \div 0,3) \cdot 400 = 80 \dots 120 \text{ мм} \quad (3.2)$$

Приймаємо $d=100$ мм.

3.3 ОПІР ПЕРЕСУВАННЮ ВІЗКА

Максимальний опір пересуванню візка крана, розташованого в приміщенні:

$$W = W_T + W_{in} + W_{yx} = 1690 + 5620 + 375 = 7685 \text{ Н}, \quad (3.3)$$

де W_m - сила опору від тертя в підшипниках та на доріжках кочення коліс без горизонтальних роликів та візків всіх кранів, Н:

$$W_T = \frac{10^4 \cdot (Q + G_B)}{D} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot K_p, \quad (3.4)$$

де $Q = 10$ т - номінальна вантажопідйомність;

$G_B = 8,735$ т - маса візка;

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

$\mu = 0,0002$ м - коефіцієнт тертя ковзання;

$f = 0,02$ - коефіцієнт тертя в підшипниках кочення;

$d = 0,1$ м - діаметр вісі колеса;

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

$$W_T = \frac{10^4 \cdot (10 + 8,735)}{0,4} \cdot (2 \cdot 0,0002 + 0,02 \cdot 0,1) \cdot 1,5 = 1690 \text{ Н.}$$

Сила інерції (при допустимому прискоренні $[a]=0,2-0,3 \text{ м/с}^2$):

$$W_{\text{ін}} = 10^3 \cdot (Q + G_{\text{в}}) \cdot [a] = 10^3 \cdot (10 + 8,735) \cdot 0,3 = 5620 \text{ Н.} \quad (3.5)$$

Сила опору від ухилу підкранового шляху:

$$W_{\text{ух}} = 10^4 (Q + G_{\text{в}}) i = 10^4 (10 + 8,735) \cdot 0,002 = 375 \text{ Н,} \quad (3.6)$$

де $i = 0,002$ - допустимий ухил шляху підвізкових рейок.

3.4 ВИБІР ЕЛЕКТРОДВИГУНА

Необхідна потужність електродвигуна механізму пересування візка:

$$P = \frac{W \cdot V}{10^3 \cdot \eta} = \frac{7685 \cdot 0,56}{10^3 \cdot 0,88} = 4,89 \text{ кВт,} \quad (3.7)$$

де V - швидкість пересування візка, м/с;

η - ККД приводу,

Тип електродвигуна – **МТФ 112-6-У3** [4].

Потужність – $P_{\text{дв}} = 5,0 \text{ кВт}$.

Частота обертання – $n_{\text{дв}} = 930 \text{ хв}^{-1}$.

Максимальний момент – $T = 137 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Момент інерції – $I_p = 0,067 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Маса – $m = 88 \text{ кг}$.

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

Еквівалентна потужність електродвигуна, котра не допускає перегріву обмоток:

$$P_{\text{екв}} = K_{25} \cdot \gamma \cdot P \leq P_{25} \quad (3.8)$$

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

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

Перевірка двигуна за нагріванням:

$$P_{\text{екв}} = 0,75 \cdot 1,25 \cdot 5 = 4,69 \text{ кВт} \leq 5,8 \text{ кВт,} \quad \text{умова виконується.}$$

3.5 ВИБІР РЕДУКТОРА

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

$$U_p = \frac{n_{дв}}{n_k} = \frac{930}{26,8} = 34,7 \quad (3.9)$$

де $n_{дв}$ – частота обертання вала двигуна $n_{дв} = 930 \text{ хв}^{-1}$;

n_k – частота обертання ходового колеса $n_k = 26,8 \text{ хв}^{-1}$;

$$n_k = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 0,56}{3,14 \cdot 0,4} = 26,8 \text{ хв}^{-1} \quad (3.10)$$

Тип редуктора - **ВК-550-31,5-33У3**, [4].

Фактичне передаточне число – $U_p=32,9$.

Частота обертання – 1000 хв^{-1}

Потужність редуктора – $6,9 \text{ кВт}$.

Маса редуктора – 279 кг .

Фактична швидкість пересування, м/с:

$$V_{\Phi} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{дв}}{60 \cdot U_p} = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 930}{60 \cdot 32,9} = 0,592 \text{ м/с} \quad (3.11)$$

де U_p - передаточне число редуктора по каталогу.

Перевірка за передаточним числом:

$$\Delta U = \frac{U_{\Phi} - U}{U} \cdot 100\% = \frac{32,9 - 34,7}{34,7} \cdot 100\% = 5\% \quad (3.12)$$

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

Розрахункова потужність

$$P_p = K_p \cdot P = 1,7 \cdot 6,9 = 11,7 \text{ кВт} \quad (3.13)$$

де $K_p = 1,7$ - для групи режиму роботи 5М для редукторів РМ, Ц2, ВК, ВКН.

P – найбільша потужність, яку передає редуктор.

3.6 ВИБІР МУФТИ

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

$$T_{M1} = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{MAX} \quad (3.14)$$

$$T_{M1} = 51,3 \cdot 1,2 \cdot 1,3 = 80,0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Муфта зубчаста по ГОСТ 5006 [4].

Найбільший момент - 710 Н·м.

Маса муфти – 6,7 кг.

Момент інерції – 0,125 кг·м².

Муфти для з'єднання валів редуктора з валами приводних коліс вибираємо аналогічно за обертовим моментом

$$T_{M2} = T_H \cdot U_p \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_{MAX} \quad (3.15)$$

$$T_{M2} = 51,3 \cdot 32,9 \cdot 1,2 \cdot 1,3 = 2633 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Муфта зубчаста по ГОСТ 5006 [4].

Найбільший момент - 4000 Н·м.

Маса муфти – 15,2 кг.

Момент інерції – 0,150 кг·м².

3.7 ВИБІР ГАЛЬМА

Гальмо механізму пересування візка вибирають по гальмовому моменту, який забезпечує допустиме уповільнення при гальмуванні завантаженого крану:

$$T_{\Gamma} = \frac{I_{зв}^{\Gamma} \cdot \omega_d}{t_{\Gamma}} - T_{ст}^{\Gamma} \quad (3.16)$$

де $\omega_d = 97,4 \text{ с}^{-1}$ - кутова швидкість двигуна;

$$t_{\Gamma} = \frac{V}{[a]} = \frac{0,56}{0,2} = 2,8 \text{ с} - \text{ час гальмування візка з вантажем.}$$

$[a] = 0,1-0,3 \text{ м/с}^2$ - допустиме уповільнення під час гальмування візка з умов безпечного переміщення вантажу.

$I_{зв}^{\Gamma}$ - приведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кг·м²;

$$I_{3B}^{\Gamma} = \delta \cdot (I_p + I_M) + (m + Q) \cdot \frac{R_K^2 \cdot \eta}{U_p^2} \quad (3.17)$$

де $\delta \cdot (I_p + I_M)$ - момент інерції обертових мас, кг·м²;

$$\delta = 1,1 \dots 1,2;$$

$I_p = 0,067$ кг·м² - момент інерції ротора двигуна;

$I_M = 0,125$ кг·м² - момент інерції муфти з гальмовим шківом;

$m = 8735$ кг - маса візка;

$R_K = 0,2$ м - радіус колеса;

$U_p = 32,9$ - передаточне число механізму пересування;

$\eta = 0,88$ - загальний ККД.

$$I_{3B}^{\Gamma} = 1,15 \cdot (0,067 + 0,125) + (8,735 + 10) \cdot 10^3 \cdot \frac{0,2^2 \cdot 0,88}{32,9^2} = 0,830 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

T_{CT}^{Γ} - момент сил опору при пересуванні завантаженого візка з урахуванням того, що коефіцієнт реборд $K_p = 1$.

$$T_{CT}^{\Gamma} = \frac{W_T \cdot R_K}{2 \cdot U_p \cdot \eta} = \frac{1124 \cdot 0,2}{2 \cdot 32,9 \cdot 0,88} = 3,88 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.18)$$

$$T_{\Gamma} = \frac{0,83 \cdot 97,4}{2,8} - 3,88 = 25,0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Тип гальм – **ТКГ-160-У2**.

Діаметр гальмового шківа – 160 мм.

Найбільший гальмовий момент – 100 Н·м.

Ширина гальмівної колодки – 70 мм.

Маса гальм – 25 кг.

Вибрані гальма перевіряються по часу гальмування не завантаженого візка по залежності

$$t'_{\Gamma} = \frac{I'_{3B} \cdot \omega_d}{T'_{\Gamma} + T_{CT}}, \geq t_{\Gamma}^{\min} \quad (3.19)$$

де I'_{3B} - момент інерції рухомих мас, приведений до вала двигуна з урахуванням відсутності маси вантажу, кг·м²;

$T_{\text{ст}}'$ - момент сил опору не завантаженого візка;

$$T_{\text{ст}}' = \frac{W_{\text{т}}' \cdot R_{\text{к}}}{2 \cdot U_{\text{р}} \cdot \eta} = \frac{786 \cdot 0,2}{2 \cdot 32,9 \cdot 0,88} = 2,71 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.20)$$

t_{Γ}^{min} - мінімальний час гальмування не завантаженого візка при відсутності

юзу гальмових коліс по рейкам;

$$t_{\Gamma}^{\text{min}} = \frac{1200 \cdot m \cdot V}{R_{\text{пр}}^{\text{min}} \cdot \varphi} = \frac{1200 \cdot 8,735 \cdot 0,56}{21800 \cdot 0,2} = 1,35 \text{ с}, \quad (3.21)$$

де $m = 8,735 \text{ т}$ - вага візка;

$V = 0,56 \text{ м/с}$ - швидкість пересування;

$R_{\text{пр}}^{\text{min}} = 21,8 \text{ кН}$ - навантаження на гальмові колеса без вантажу;

$\varphi = 0,2$ - коефіцієнт зчеплення коліс з рейками у приміщенні;

$I_{\text{зв}}^{\text{I}}$ - зведений момент інерції рухомих мас;

$$I_{\text{зв}}^{\text{I}} = \delta \cdot (I_{\text{р}} + I_{\text{м}}) + m' \cdot \frac{R^2}{U_{\text{р}}^2} \cdot \eta = \quad (3.22)$$

$$= 1,15 \cdot (0,067 + 0,125) + 8735 \cdot \frac{0,2^2}{32,9^2} \cdot 0,88 = 0,505 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$t_{\Gamma}' = \frac{0,505 \cdot 97,4}{25 + 2,71} = 1,78 \text{ с} \geq 1,35 \text{ с}.$$

3.8 ПЕРЕВІРКА ДВИГУНА ЗА ТРИВАЛІСТЮ РОЗГОНУ ТА ЗАПАСОМ ЗЧЕПЛЕННЯ КОЛІС З РЕЙКОЮ

Час розгону візка з вантажем:

$$t_{\text{р}}' = \frac{I_{\text{зв}}' \cdot \omega_{\text{д}}}{T_{\text{п}}^{\text{ср}} - T_{\text{ст}}'} \leq [t_{\text{р}}] = 6 \dots 10 \text{ с} \quad (3.23)$$

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

$$I'_{зв} = \delta \cdot (I_p + I_M) + m \cdot \frac{R^2}{U_p^2 \cdot \eta_3} =$$

$$= 1,15 \cdot (0,067 + 0,125) + 18735 \cdot \frac{0,2^2}{32,9^2 \cdot 0,88} = 1,01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \quad (3.24)$$

де I_p, I_M - відповідно моменти інерції ротора двигуна і муфти, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$U_p = 32,9$ - передаточне число редуктора;

$m = 10^3 \cdot (Q + G) = 10^3 \cdot (10 + 8,735) = 18735$ кг - маса візка з вантажем;

$R = 0,2 \text{ м}$ - радіус колеса,

$[t_p] = 6-10 \text{ с}$ - для механізму пересування візка.

Момент від сил опору завантаженого візка:

T_H - номінальний момент двигуна;

$$T_H = \frac{P_d \cdot 10^3}{\omega_d} = \frac{5 \cdot 10^3}{97,4} = 51,3 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (3.25)$$

T_H^{cp} - середній пусковий момент двигуна;

$$T_H^{cp} = T_H \cdot \psi = 51,3 \cdot 1,5 = 77,0 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad (3.26)$$

де ψ - середня кратність пускового моменту, $\psi = 1,5 \dots 1,6$;

$$t'_p = \frac{1,01 \cdot 97,4}{77,0 - 2,71} = 1,32 \text{ с}.$$

Запас зчеплення приводних коліс порожнього візка оцінюють коефіцієнтом запасу зчеплення

$$K_{зч} = \frac{R_{пр}^{lmin} \cdot \varphi}{W'_{тр} + W'_i - W_{тр}^{пр}} \geq 1,2 \quad (3.27)$$

де $R_{пр}^{lmin}$ - найменший тиск приводних коліс порожнього візка на рейки;

$$R_{пр}^{lmin} = G_B \cdot \frac{1}{4} \cdot 10^4 = 8,735 \cdot \frac{1}{4} \cdot 10^4 = 21,8 \text{ кН}; \quad (3.28)$$

$\varphi = 0,2$ - коефіцієнт зчеплення коліс з роликками при роботі візка в приміщенні;

$W_{тр}^1 = 786 \text{ Н}$ - сумарний опір пересування візка від тертя в опорах при $Q = 0$;

W'_i - сила інерції порожнього візка, Н ;

$$W_i = 10^3 \cdot G \cdot \frac{V}{t_p^{пор}} = 10^3 \cdot 8,735 \cdot \frac{0,56}{6} = 815 \text{ Н}, \quad (3.29)$$

де G - маса візка без вантажу, т

V - швидкість руху, м/с

$t_p^{пор}$ - час розгону порожнього візка, с

$W_{тр}^{пр}$ - опір в цапфах приводних коліс при русі без вантажу, Н;

$$W_{тр}^{пр} = R_{пр}^{1_{min}} \cdot f \cdot \frac{d}{D} = 21800 \cdot 0,02 \cdot \frac{0,1}{0,4} = 109 \text{ Н}, \quad (3.30)$$

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

$f=0,015...0,02$ – коефіцієнт тертя у цапфах приводних коліс;

d – діаметр цапфи, м

D – діаметр ходового колеса, м.

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

$$K_{зч} = \frac{21800 \cdot 0,2}{786 + 815 - 109} = 2,92 \geq 1,2 - \text{ умова виконується.}$$

4 РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНУ

4.1 ВИБІР МАТЕРІАЛУ

Найбільш поширеними для розрахункових елементів металоконструкцій є вуглецеві сталі марок ВСт3сп5 ГОСТ 380-94 та сталь 20 ГОСТ 1050-88, а також низьколеговані сталі марок 09Г2, 09Г2С, 15ХСНД і 10ХСНД ГОСТ 19281-73. У порівнянні зі сталлю Ст3, низьколеговані сталі мають більші значення межі текучості, менш схильні до крихкого руйнування при низьких температурах, мають підвищену стійкість 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 зсуву $[\tau]$, МПа	142
4. Допустимі напруження зминання $[\sigma_{зм}]$, МПа	325
5. Допустимі напруження згину $[\sigma_{зг}]$, МПа	250
6. Допустимі напруження кутових швів на зріз $[\tau_f]$, МПа	153
7. Межа витривалості σ_{-1P} , МПа	180
σ_{-1} , МПа	240
τ_{-1} , МПа	140
8. Відносне подовження δ , %	21
9. Ударна в'язкість a , Дж/см ²	65-35
10. Модуль пружності E , МПа	$2,1 \cdot 10^5$
11. Щільність ρ , т/м ³	7,85

4.2 РОЗРАХУНОК НАВАНТАЖЕНЬ

Маючи аналог крану, визначимо навантаження на металоконструкцію.

Задаємося навантаженням:

- Вага металоконструкції крана, $G_{м.к.}$, (кН)	233
- Вага візка, $G_{в.}$, (кН)	87,35
- Вага крана, $G_{кр.}$, (кН)	359,6
- Вага привода механізму пересування крана, $G_{м.п.}$, (кН)	6,93
- Вага кабіни, $G_{к.}$, (кН)	15

4.3 РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОЇ БАЛКИ

Виконуємо ескіз переріз головної балки (рисунок 4.1)

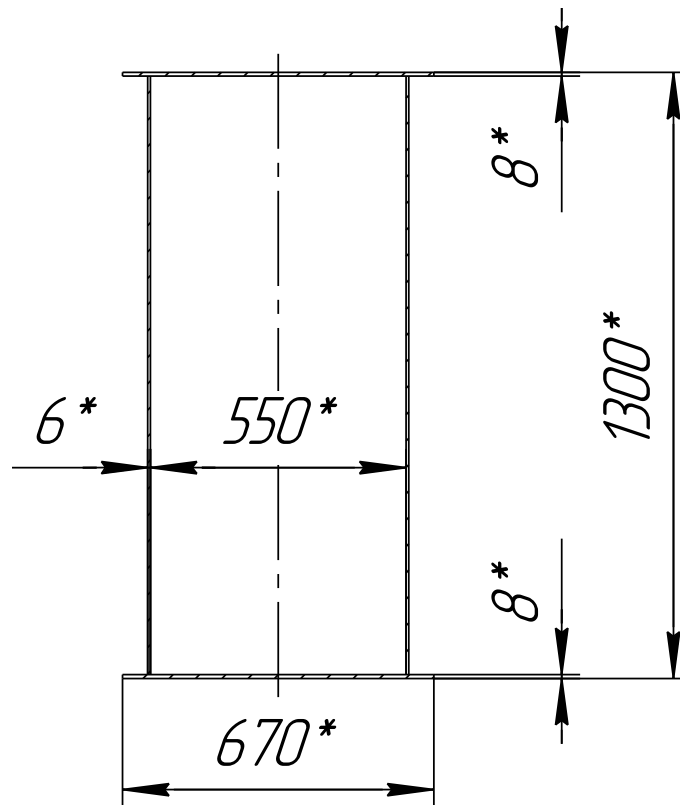


Рисунок 4.1 - Поперечний переріз головної балки

1) Площа перерізу:

$$F=2(0,67 \cdot 0,008)+2(1,284 \cdot 0,006)=0,0261 \text{ м}^2; \quad (4.1)$$

2) Постійне розподілене навантаження:

$$q=G/L_k=233/24=9,71 \text{ кН/м}. \quad (4.2)$$

3) Відстань від опори до небезпечного перерізу:

$$X=\frac{L}{2}-\frac{a}{2}=\frac{24}{2}-\frac{0,914}{2}=11,543 \text{ м}. \quad (4.3)$$

Рухоме навантаження одного колеса візка на головну балку:

$$P_1=46,9 \text{ кН},$$

$$R \cdot a - P_1 \cdot K = 0; \quad (4.4)$$

де $K=1,8 \text{ м}$ – база візка,

$$a=\frac{P_1 \cdot K}{R}=\frac{46900 \cdot 1,8}{92400}=0,914 \text{ м} \quad (4.5)$$

Будуємо лінії впливу від усіх навантажень, вважаючи що:

$P_{П1}=6930 \text{ Н}$ – вага лівого приводу крана,

$P_{П2}=6930 \text{ Н}$ – вага правого приводу крана,

$l_1=l_2=2,5 \text{ м}$ – відстань від опори до приводу крана,

$P_K=15000 \text{ Н}$ – вага кабіни оператора,

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

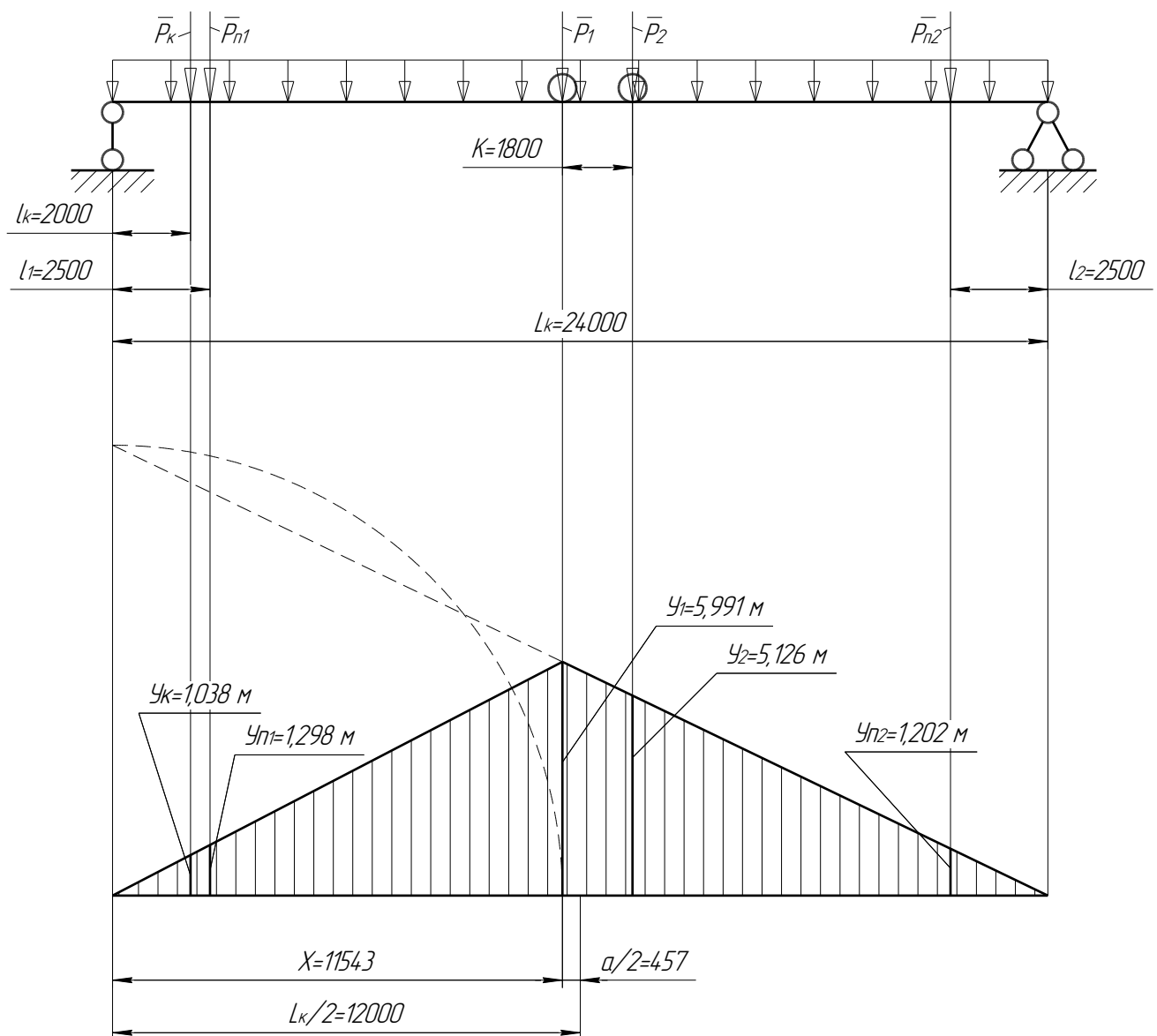


Рисунок 4.2 – Лінії впливу

4) Максимальний згинаючий момент:

$$M_{MAX}=P_{П1} \cdot y_{П1} + P_{П2} \cdot y_{П2} + P_K \cdot y_K + P_1 \cdot y_1 + P_2 \cdot y_2 + q \cdot \omega, \quad (4.6)$$

$$M_{MAX} = 6930 \cdot 1,298 + 6930 \cdot 1,202 + 15000 \cdot 1,038 + 46900 \cdot 5,991 + 45500 \cdot 5,126 + 9710 \cdot 71,89 = \\ = 1245 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

5) Момент інерції перерізу балки:

$$I_{\Pi} = \left[\frac{B \cdot h^3}{12} + B \cdot h \cdot \left(\frac{H_C}{2} + \frac{h_{\Pi}}{2} \right)^2 \right]; \quad (4.7)$$

$$I_{\Pi1} = I_{\Pi2} = \left[\frac{0,670 \cdot 0,008^3}{12} + 0,670 \cdot 0,008 \cdot \left(\frac{1,300}{2} + 0,004 \right)^2 \right] = 2,29 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4$$

$$I_C = \frac{h_{\Pi} \cdot H_C^3}{12}; \quad (4.8)$$

$$I_{C1} = I_{C2} = \frac{0,006 \cdot 1,284^3}{12} = 1,06 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4$$

$$I_{ОБЩ} = 6,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4.$$

6) Момент опору перерізу балки:

$$W_{\text{общ}} = \frac{2I_{\text{общ}}}{H} = \frac{2 \cdot 6,7 \cdot 10^{-3}}{0,650} = 20,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3. \quad (4.9)$$

7) Визначаємо розрахункове напруження згину:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{MAX}}{W} = \frac{1245000}{20,6 \cdot 10^{-3}} = 60,4 \text{ МПа}. \quad (4.10)$$

$$[\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{350}{1,4} = 250 \text{ МПа}. \quad (4.11)$$

8) Визначаємо прогин балки:

$$[f] = \frac{L}{700} = \frac{24}{700} = 0,0343 \text{ м}. \quad (4.12)$$

$$f = \frac{R \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} = \frac{92400 \cdot 24^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 6,7 \cdot 10^{-3}} = 0,0189 \text{ м}. \quad (4.13)$$

9) Визначаємо коливання балки:

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

$$\tau = \frac{0,54}{10^4} \cdot \sqrt{\sigma \cdot \frac{L^2}{H}} = \frac{0,54}{10^4} \cdot \sqrt{60 \cdot 10^6 \cdot \frac{24^2}{1,30}} = 8,80 \text{ с}. \quad (4.14)$$

$$t = \frac{\tau}{\gamma} \cdot \ln \frac{Y_{MAX}}{Y_I} = \frac{8,80}{0,07} \cdot \ln \frac{4,55}{4,113} = 12,69 \text{ с}. \quad (4.15)$$

Отже, усі необхідні умови для головної балки виконуються.

4.4 РОЗРАХУНОК КІНЦЕВОЇ БАЛКИ

1) Визначаємо момент інерції:

відносно вісі X-X

$$I_C = 2 \cdot \frac{0,006 \cdot 0,68^3}{12} = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

$$I_{II} = 2 \cdot \left[\frac{0,44 \cdot 0,010^3}{12} + 0,44 \cdot 0,010 \cdot \left(\frac{0,700}{2} - 0,005 \right)^2 \right] = 10,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4$$

$$I_x = 1,364 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4.$$

відносно вісі Y-Y

Визначимо розташування головної центральної осі Y-Y

$$X = \frac{2(0,44 \cdot 0,01) \cdot 0,22 + 0,68 \cdot 0,006 \cdot 0,045 + 0,68 \cdot 0,006 \cdot 0,285}{2 \cdot 0,44 \cdot 0,01 + 2 \cdot 0,68 \cdot 0,006} = 0,194 \text{ м}$$

$$I_{II} = 2 \left(\frac{0,010 \cdot 0,44^3}{12} + 0,680 \cdot 0,010 \cdot (0,44/2 - 0,194)^2 \right) = 15,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4.$$

$$I_C = 2 \cdot \frac{0,680 \cdot 0,006^3}{12} + 0,680 \cdot 0,006 \cdot \left((0,194 - 0,045)^2 + (0,285 - 0,194)^2 \right) = 12,4 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$$

$$I_y = 27,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4$$

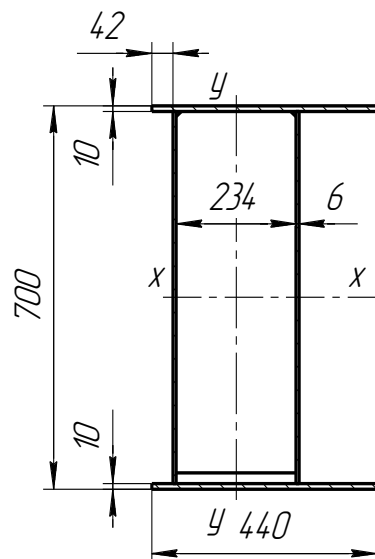


Рисунок 4.3 – Поперечний переріз кінцевої балки

2) Визначаємо момент опору перерізу кінцевої балки:

$$W_X = \frac{I_X}{Z_1} = \frac{1,364 \cdot 10^{-3}}{0,350} = 3,9 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (4.16)$$

$$W_Y = \frac{I_Y}{Z_2} = \frac{27,5 \cdot 10^{-5}}{0,246} = 11,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3 \quad (4.17)$$

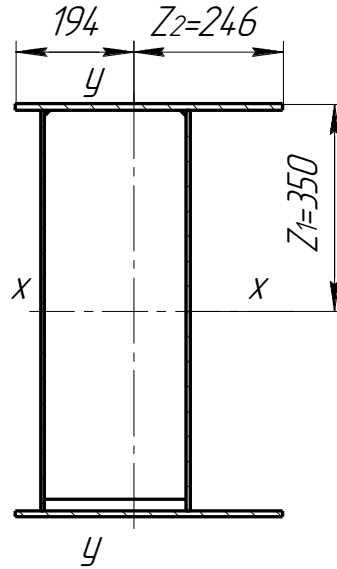


Рисунок 4.4 – Переріз кінцевої балки

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

$$P_{1B} = \frac{P_4 \cdot (L - l_3) + P_1 \cdot (L - l_3 - k) + P_k \cdot (L - l_k) + P_{п1} \cdot (L - l_1) + P_{п2} \cdot l_2 + \frac{q \cdot L^2}{2}}{L}, \quad (4.18)$$

$$P_{1B} = \frac{49600 \cdot (24 - 2,7) + 45500 \cdot (24 - 2,7 - 1,8) + 15000 \cdot (24 - 2)}{24} +$$

$$+ \frac{6930 \cdot (24 - 2,5) + 6930 \cdot 2,5 + \frac{9710 \cdot 24^2}{2}}{24} = 218189 \text{ Н}$$

$$P_{2B} = \frac{P_3 \cdot (L - l_3) + P_2 \cdot (L - l_3 - k) + \frac{q \cdot L^2}{2}}{L} =$$

$$= \frac{46200 \cdot (24 - 2,7) + 44700 \cdot (24 - 2,7 - 1,8) + \frac{9710 \cdot 24^2}{2}}{24} = 193841 \text{ Н}$$

$$R'_D = \frac{P_{2B} \cdot b + P_{1B} \cdot (B - a)}{B} = \frac{193841 \cdot 1 + 218189 \cdot (7,2 - 1,4)}{7,2} = 202686 \text{ Н}; \quad (4.21)$$

$$R'_C = \frac{P_{2Б} \cdot (K_T + a) + P_{1Б} \cdot a}{B} = \frac{193841 \cdot (4,8 + 1,4) + 218189 \cdot 1,4}{7,2} = 209344 \text{ Н}; \quad (4.22)$$

$$R''_D = \frac{P_{зг} \cdot b + P_{зг} \cdot (B - a)}{B} = \frac{1374 \cdot 1 + 1374 \cdot (7,2 - 1,4)}{7,2} = 1298 \text{ Н}; \quad (4.23)$$

$$R''_C = \frac{P_{зг} \cdot (K_T + a) + P_{зг} \cdot a}{B} = \frac{1374 \cdot (4,8 + 1,4) + 1374 \cdot 1,4}{7,2} = 1450 \text{ Н}, \quad (4.24)$$

де $a=1,4$ м - відстань від осі букси до осі прольотної балки з боку механізму пересування крана;

$b=1,0$ м - відстань від осі букси до осі прольотної балки з боку тролейних стійок;

$P_{зг}$ - згинаюча сила, що діє в горизонтальній площині від гальмування візка

$$P_{зг} = \frac{m_{віз} \cdot V_{віз}}{2t^r} = \frac{8735 \cdot 0,56}{2 \cdot 1,78} = 1374 \text{ Н}. \quad (4.25)$$

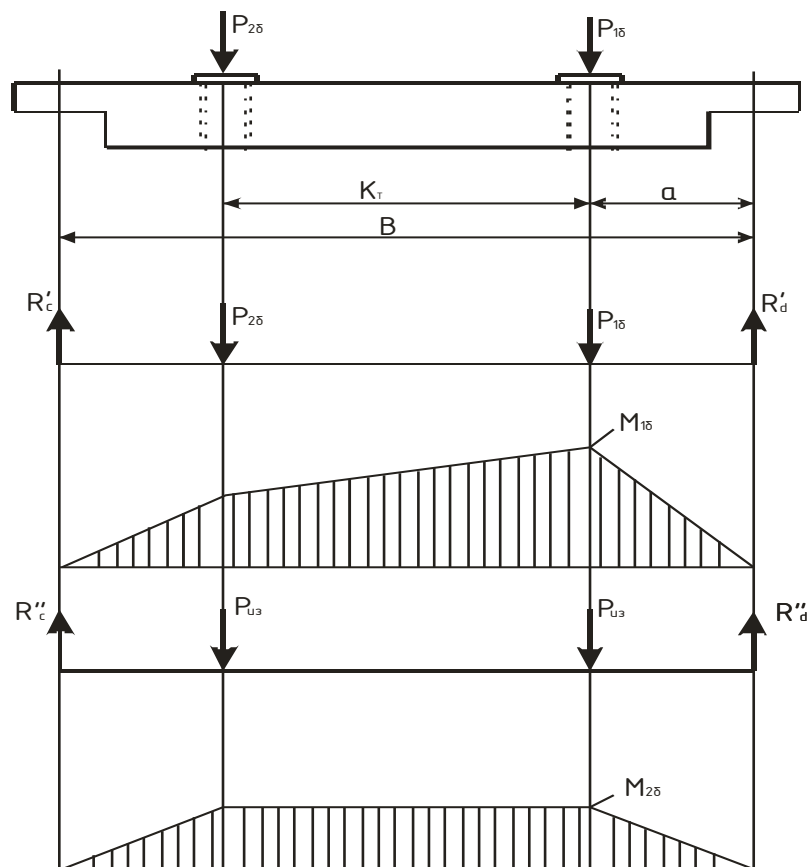


Рисунок 4.5 – Схема до розрахунку кінцевої балки

4) Визначаємо моменти згину у перерізі:

$$M_{1Б} = R'_D \cdot a = 202686 \cdot 1,4 = 283760 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.26)$$

$$M_{2Б} = R''_D \cdot a = 1298 \cdot 1,4 = 1817 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (4.27)$$

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

$$\sigma_1 = \frac{M_{1Б}}{W_X} = \frac{283760}{3,9 \cdot 10^{-3}} = 72,3 \text{ МПа} \quad (4.28)$$

$$\sigma_2 = \frac{M_{2Б}}{W_Y} = \frac{1817}{11,2 \cdot 10^{-4}} = 1,62 \text{ МПа} \quad (4.29)$$

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_1 + \sigma_2 = 72,3 + 1,62 = 73,9 \text{ МПа} \quad (4.30)$$

6) Розрахуємо дотичні напруження в перерізі:

$$\tau_1 = \frac{R'_D \cdot S_X}{I_X \cdot b} = \frac{234148 \cdot 1,51 \cdot 10^{-3}}{1,364 \cdot 10^{-3} \cdot 2 \cdot 0,006} = 21,6 \text{ МПа} \quad (4.31)$$

7) Перевіримо балку за умови міцності:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{\Sigma}^2 + 3 \cdot \tau_1^2} = \sqrt{73,9^2 + 3 \cdot 21,6^2} = 82,8 \text{ МПа} \leq [\sigma] \quad (4.32)$$

Отже, усі умови для кінцевої балки виконуються.

5 МЕХАНІЗМ ВАГОВИМІРЮВАННЯ

Тензодатчики ваги і тиску – це пристрої, які можуть перетворити механічну деформацію тіла в електричний сигнал, який дозволяє визначити рівень розтягування і стиснення певного предмета. Він є резистивним перетворювачем і вважається одним з найголовніших складових високоякісного вагового обладнання.



Рисунок 5.1.- Тензодатчик шайбового типу.

Пристрій виготовлено з чутливого тензорезистора, який проводиться з тензо матеріалів. Найчастіше це фольга або алюмінієва дрiт з невеликим перерізом. Як і інші вагові прилади, резистор реагує на зміну постійного опору на контактах, яке відбувається в результаті впливу всебічного стискання.

бувають різні датчики, які можуть використовуватися в будь-яких галузях: атомної, фармацевтичної, металургійної та інших. Види тензодатчиків:

- Прилади для вимірювання навантаження і сили (динамометри);
- Вимірювачі тиску;
- Моделі, що фіксує прискорення;
- Пристрої для контролю переміщення;

Тензодатчики крутного моменту для автомобільних і верстатних двигунів.

Незважаючи на таку різноманітність моделей, в повсякденному житті використовується тільки один тип датчика – для зважування, його можна побачити в різних виконаннях. S-подібний, бочкової, консольний і шайбовий — потрібна конструкція підбирається виходячи з галузі використання. Іноді використовуються балкові моделі.

Опис

Тензодатчики класифікуються не тільки за своєю формою, але і за конструктивними особливостями. Конструкція приладу залежить від типу чутливого елемента. Для контролю деформації використовуються наступні типи контактів:

- Фольгові;
- Плівкові;
- Дротові.

Індикатор з фольговим елементом використовується як наклеюється тензодатчик. Це дуже зручна система, яка являє собою фольгову стрічку, товщиною до 12 мкм. Частина плівки має щільну форму, а частина – решітчасту. Дана модель відрізняється від інших тим, що можна припаювати додаткові контакти, до того ж вони нормально переносять низькі температури.

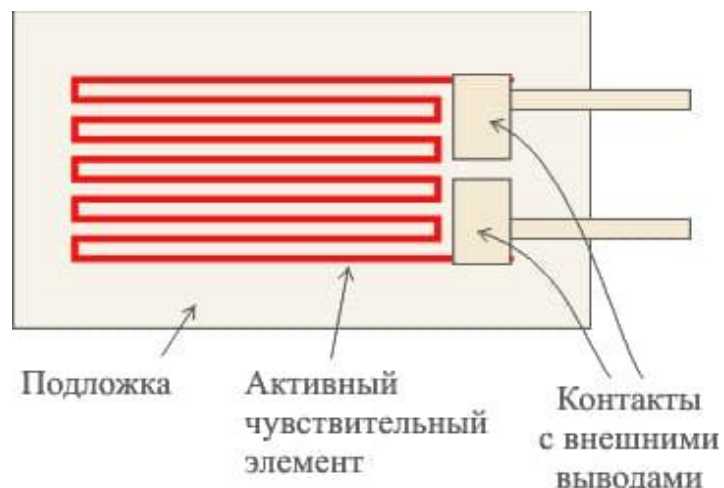


Рисунок 5.2. -Фольговий перетворювач.

Плівкові є аналогом фольгових, за винятком матеріалу, з якого виготовлені. Виробники виготовляють такі моделі тензочувливих плівок з особливим напиленням, яке збільшує чутливість системи. Такі вимірювальні вузли зручно

використовувати при необхідності виміряти динамічні навантаження. Виробництво плівок виконується з таких матеріалів, як титан, вісмут, германій.

Дротові здатні виміряти навантаження від декількох сотих грама до цілих тонн (скажімо, ваговий бункер та інші). Їх називають одноточечные, оскільки на відміну від плівкових і фольгових моделей, вони вимірюють в одній точці, а не площі. Така конструкція дозволяє використовувати дротові тензодатчики для вимірювання деформації стиснення і розтягування.

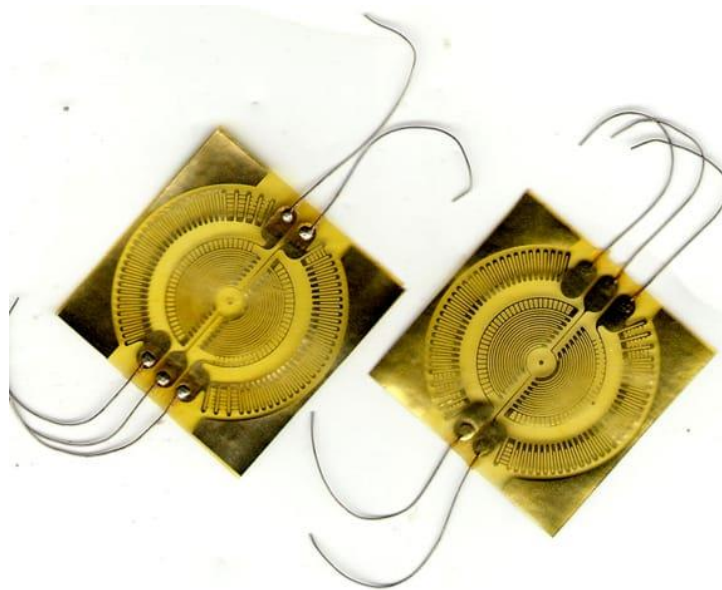


Рисунок 5.3. –Дротовий зразок

Принцип роботи

Конструктивно прилад являє собою тензорезистор з контактним елементом. Він закріплений на верхній панелі пристрою, яка стикається з вимірюваним тілом. Принцип роботи будь-якого тензодатчика заснований на впливі на чутливий елемент певної деталі. Для включення датчика в мережу застосовується спеціальні електричні відводи, які підключаються до чутливої пластині. Завдяки цьому в контактному елементі спостерігається постійна напруга. Але, при роботі датчика на спеціальну підкладку встановлюється деталь. Її вага розриває ланцюг і утворюється механічна деформація, яка за допомогою контрольних контактів перетвориться в електричний сигнал.

$$\left. \begin{aligned} r_1 = r_2 = r, \\ R_1 = R_2 = R, \\ R_{1H} = R_{2H} = R_{3H} = R_{4H} = R \\ R_3 = R - \Delta \\ R_4 = R + \Delta. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Вимірювальний міст тензодатчика дозволяє виміряти найменші навантаження, завдяки чому значно розширюється використання приладу. Мостова схема підключення тензометричного датчика заснована на законі Ома, при якому якщо всі опору мають рівне значення, то струм, що проходить через резистори, також буде мати однакове значення. Тут вплив з поза прийнято називати «зовнішнім фактором», а перетворення сигналу – «внутрішнім». Тоді принцип дії заснований на аналізі зовнішнього фактора за допомогою внутрішнього.

Переваги тензодатчиків:

- Висока точність вимірювання;
- Підходять для вимірювання статичних і динамічних напруг, при цьому, не спотворюють отримані дані. Це дуже зручно при використанні пристроїв в транспортних засобах або екстремальних умовах роботи;
- Невеликі розміри дозволяють використовувати такі датчики практично в будь-яких вимірювальних пристрою.

Єдиним способом вимірювання маси вантажу, піднятого краном, є вимірювання сили, що діє на елементи конструкції крана. В залежності від точки вимірювання сили, можна виділити кілька найпоширеніших схем зважування:

- зважування на гаку;
- зважування на траверсі;
- зважування вантажного візка;
- вимірювання натягу каната;
- зважування на блоці роликів поліспада.

Вибір точки вимірювання сили визначається призначенням крана, умовами експлуатації, вагою вантажу, зручністю вбудовування ваговимірювального механізму т. д.



Рисунок 5.4. Гакові ваги

Зважування на гаку крана знайшло широке застосування в складському господарстві, на допоміжних виробництвах при малоінтенсивному використанні на кранах невеликої вантажопідйомності. Гакові ваги підвішують на гак підйимального крана, а канатні стропи зачіпляють за гак ваг.

При всій простоті використання гакові ваги мають ряд недоліків:

- необхідність забезпечення безперебійного автономного живлення;
- складність виконання ваг високої механічної міцності, що обмежує їх застосування підйомних кранах великої вантажопідйомності;
- вплив температури зважуваного вантажу безпосередньо на ваговий механізм та електронну частину ваг;
- можливі механічні пошкодження при проведенні операції зважування.

Зважування на траверсі крана знаходить широке застосування у підйомних кранах великої вантажопідйомності, що використовуються у важкій

промисловості. Ваговимірювальний модуль вбудовується всередину траверса крюкової підвіски і є незнімним. Для підведення живлення і передачі виміряного ваги використовуються кабельні лінії.

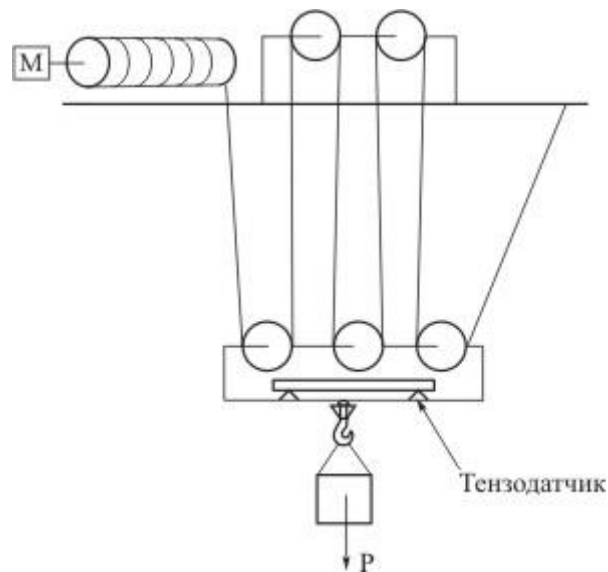


Рисунок 5.5- Зважування на траверсі крана

Недоліки вбудовування вагового модуля в траверсу:

- необхідність спеціальних пристроїв, які змотують кабельні лінії зв'язку ваговимірювального механізму, а вони ненадійні;
- вплив температури зважуваного вантажу безпосередньо на ваговий механізм і кабелі лінії зв'язку.

Зважування вантажного візка підйомного крану також знаходить застосування у підйомних кранах великої вантажопідйомності. Ваговимірювальний механізм вбудовується під вантажний візок підйому.

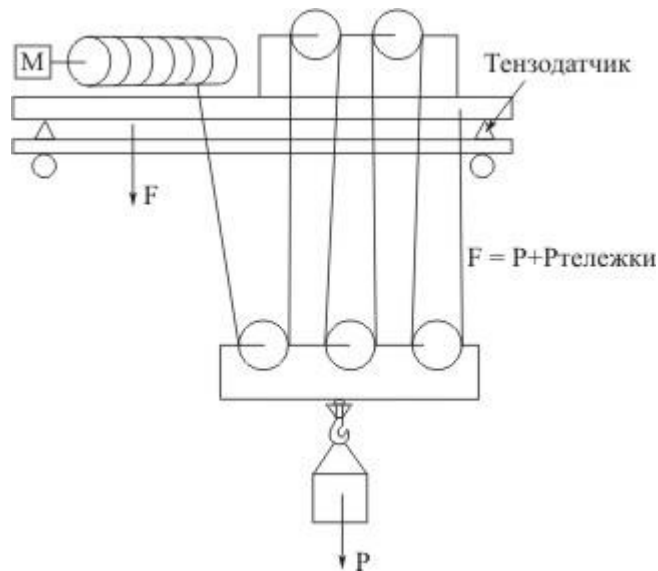


Рисунок 5.6.- Зважування вантажний візки підйомного крану

При зважуванні вантажний візки підйому додатково до маси вантажу додається маса баластної складовою самої візки (електродвигунів, редукторів, всього каната, а не його частини). Незважаючи на значну масу баластної складової, вона постійна і не залежить від висоти підйому вантажу, що спрощує його облік. Крім цього, вплив температури вантажу, що зважується на тензодатчики мінімізовано.

Недоліки вбудовування ваговимірювального механізму під вантажний візок:

- велика складова баластної маси погіршує метрологічні характеристики ваг;
- збільшення висоти вантажного візка призводить до погіршення її стійкості до перекидання, що знижує безпеку роботи крана.

Зважування вантажу шляхом вимірювання сили натягу каната, в основному, знаходить застосування в системах обмеження вантажопідйомності. Ваговимірювальний механізм являє собою датчик розтягування, що вимірює силу розтягування каната в точці нерухомого закріплення його кінця.

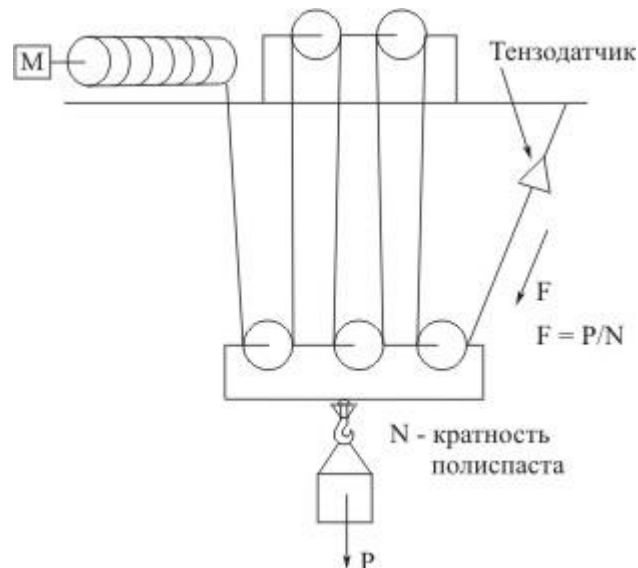


Рисунок 5.7 - Зважування вантажу шляхом вимірювання сили натягу каната

Ряд причин обмежує застосування методу зважування за допомогою вимірювання сили натягу каната тільки на кранах невеликої вантажопідйомності і при невисоких вимогах до метрологічної точності ваговимірювання в системах обмеження вантажопідйомності.

Причини наступні:

- зважаючи впливу тертя в осях роликів поліспаста, зміни сил, потрібних для вигину каната навколо роликів, натяг каната виявляється мінливим;
- на точність ваговимірювання впливає кратність поліспаста. Чим більша кратність поліспаста, тим більше вплив різних сил на точність ваговимірювання.

Зважування вантажу на блоці роликів поліспаста застосовується в кранах великої вантажопідйомності, зокрема в ливарних кранах металургійних виробництв. Ваговимірювальна система вбудовується під блок верхніх роликів поліспаста, розташованих на вантажній візці підйому.

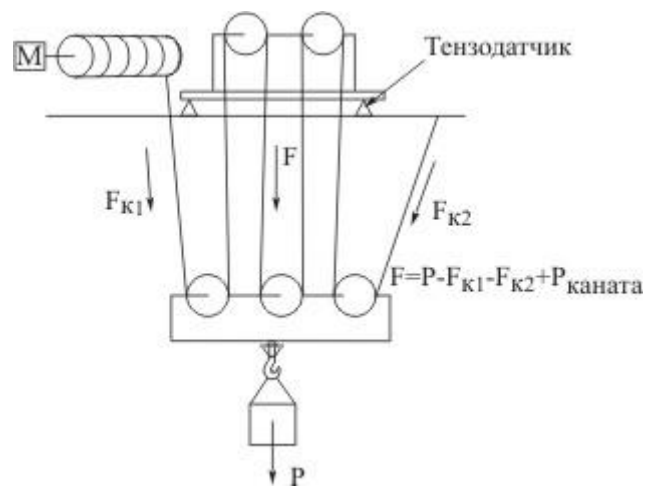


Рисунок 5.8 - Зважування вантажу на блоці роликів поліспасти

В даному варіанті на ваговий механізм діє вага вантажу, вага траверси, вага блоку роликів поліспасти, вага частини каната, сили натягу канатів.

Вага блоку роликів і вагу траверси постійний і легко може бути врахований при калібруванні. Сила натягу каната на барабані пропорційна вазі вантажу, що піднімається і значно менше його (в число разів, рівне кратності поліспасти) і може бути врахована при калібрування ваг.

Маса частини каната, що знаходиться на поліспасті, залежить від висоти підйому вантажу і це необхідно враховувати. Для обліку зміни цього використовується датчик положення каната, що вимірює величину випущеної частини каната, що при його відомої погонною масою дає можливість провести досить точний облік впливу маси каната залежно від висоти підйому вантажу.

Розглянута схема зважування позбавлена недоліків розглянутих раніше схем. Переваги цієї схеми зважування найбільшою мірою реалізуються при застосуванні на металургійних кранах ливарних виробництв.

У ваговимірювальному пристрої механічного типу з циферблатним показником маси вантажу (рис. 6.9) блок встановлений на ексцентриковій втулці, яка обертається на підшипнику навколо осі, прикріпленій нерухомо до корпусу. До втулки прикріплений один кінець спіральної пружини, інший кінець якої з'єднаний з корпусом. З втулкою з'єднана ведуча шестерня зубчастого мультиплікатора, на останньому колесі якого встановлена вказівний стрілка. При підйомі вантажу за

рахунок ексцентриситету втулка повертається, закручуючи пружину. Невеликий кут повороту втулки збільшується за допомогою мультиплікатора, і стрілка повертається, показуючи на циферблаті масу вантажу, що піднімається.

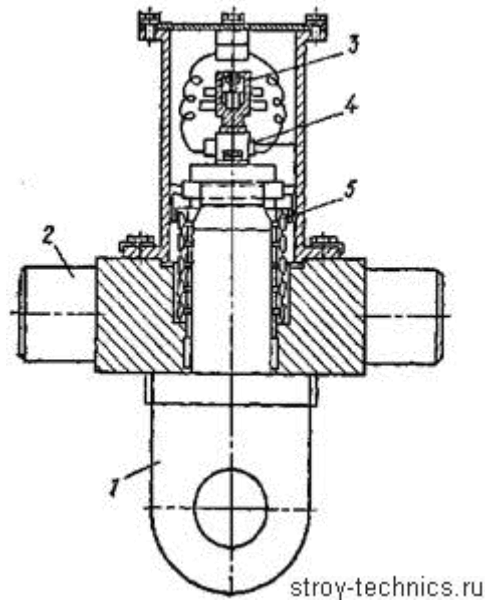


Рисунок 5.9. -Зважувальний пристрій

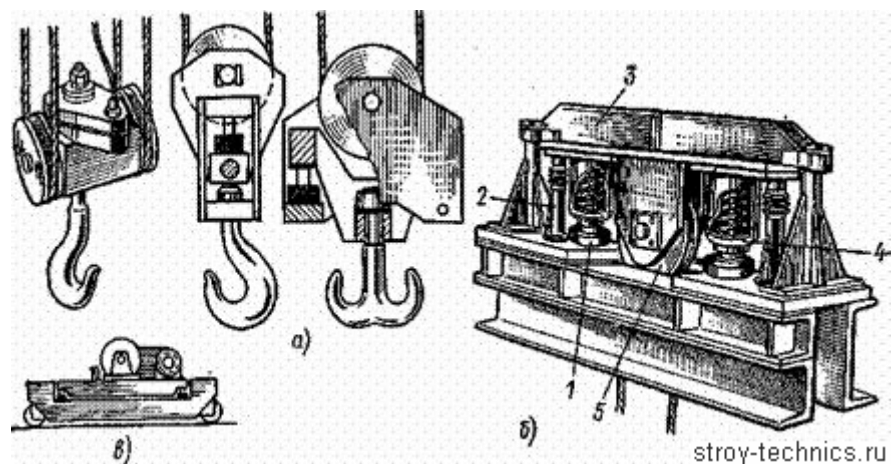


Рисунок 5.10. Установка зважують пристроїв електричного типу

При триразовому здвоєному поліспасті кінці каната прикріплені до балансира, шарнірно з'єданого з штоком. Останній разом з встановленим на ньому пакетом тарілчастих пружин укладений в корпус, закріплений на підвісці. На корпусі встановлено кінцевий вимикач, на який через шток і пружину передається зусилля в канатах, рівне V_3 вантажопідйомної сили крана. Вимикач з силової електричної

ланцюгом механізму підйому з'єднаний кабелем, який збирається на приводний барабан, встановлений на рамі візка.

Малі габарити, високу точність показань і конструктивну простоту мають взвешиваючі пристрої з месдозами, які одночасно виконують і роль обмежувачів вантажопідйомності. Одним з основних елементів месдоза є тензометричні датчики опору, встановлені на сталевому циліндрі, який піддається дії вагового навантаження. Такі пристрої встановлюються на кранах вантажопідйомністю до 300 т і забезпечують точність показань до 0,3% при звичайній і до 0,1% при високому ступені тарировки.

На рис. 6.10 чорним показані місця установки месдоз на вантажних підвісках (а), на установці зрівняльного блока (б) і на рамі візка (в). Зрівняльний блок 5 монтується на траверсі 3, яка через пружини 4 спирається на месдозу 1. Обмежувачі 2 служать для запобігання месдоз від перевантаження. При установці на візку месдоза монтується між її основної та додаткової рамами. Для запобігання від відносного горизонтального зміщення при виникненні ударних навантажень або різкому звільненню від вантажу рами забезпечуються упорами.

Вплив на месدوزи горизонтальних навантажень, що виникають при пуску і гальмуванні візка і крана, виключається шляхом установки спеціальних гасителів цих зусиль. Цифрові індикаторні прилади, на яких фіксується величина вантажу, встановлюються в кабінах кранівників, на металоконструкції крана або на стіні будівлі в оглядовій зоні кранівника.

Актуальність проблеми. Зниження матеріальних витрат при визначенні ваги великої кількості матеріалів пов'язано з необхідністю вирішення однієї з важливих проблем - підвищення точності зважування. Наприклад, в металургії при виробництві сталей і чавунів зважування з точністю до 1% існуючими силоизмерительними пристроями призводить до вагової невідповідності компонентів, що входять в їх склад, що знижує якість металургійної продукції. Крім цього при поєднанні процесів зважування з переміщенням великого кількості

матеріалів потрібно підвищення точності визначення динамічних навантажень при зважуванні.

Особливу гостроту ця проблема приймає, коли потрібна висока надійність роботи силовимірювачів, встановлених в якості електронних запобіжників. Наприклад, коли динамічний характер навантажень призводить до перевантаження підйомних кранів, наслідком яких є аварії з непоправними наслідками.

Ця проблема також виникає при визначенні центру ваги літальних апаратів, вимірювання навантажень в тяго-вимірювальних на пристроях стендів і в інших галузях машинобудування. Найбільшого поширення набули в даний час тензорезисторні та віброчастотні силовимірювачі, основою яких є пружний елемент. Їх область застосування визначається точністю перетворення пружним елементом деформації в електричний сигнал і характеризується коефіцієнтом силопередачі. Однак вони не дозволяють вимірювати динамічні навантаження в широкому діапазоні з високою точністю.

Труднощі вирішення таких завдань полягає в тому, що пружний елемент має складну геометричну форму, а це вимагає особливого підходу до оцінки напруженого деформованого стану. Важливість розвитку досліджень в цьому напрямку полягає також і в тому, що потрібно підвищувати точність і надійність вимірювань в широкому діапазоні динамічних навантажень.

Пружні елементи у вигляді тіла обертання отримали широке поширення. Це пов'язано з тим, що показники точності теоретично не залежать від ексцентриситету прикладеного навантаження, тому узагальнена модель повинна мати форму тіла обертання.

Силовимірювачі, які виконані у вигляді тіла обертання, використовуються для вимірювання навантажень в широкому діапазоні шляхом виконання за одне ціле декількох пружних елементів. Однак точність вимірювання виявляється недостатньою, особливо при переході вимірювань з одного піддіапазону в інший. При цьому пружні елементи з меншою навантажувальною здатністю захищені від перевантаження за допомогою спеціальних пристроїв. Тому для розрахунку коефіцієнта силопередачі широкодіапазонних силовимірювачів необхідно

розглядати спільно пружні елементи і врахувати динамічні навантаження. Отже, в узагальненій моделі повинні враховуватись кілька пружних елементів.

Так як розглядаються пружні елементи з намотаною тензорезисторной дротом, то зовнішню частину узагальненої моделі візьмемо у вигляді пружного елемента розтягування-стиснення. Виброчастотные силоизмерители мають високі показники точності вимірювань, тому в узагальнену модель пружного елемента слід включити резонатори виброчастотных силоизмерителей. Причому в існуючих виброчастотних силовимірювачах резонаторами служать струни, прямокутні пластини або циліндричні оболонки. Однак, для пружних елементів, виконаних у вигляді тіла обертання, доцільно взяти резонатори у вигляді кільцевих пластин і циліндричних оболонок.

Відзначимо, що циліндричні оболонки, що деформуються осесиметрично, і кільцеві пластини в якості резонаторів пружного елемента до теперішнього часу не використовувалися. Для зменшення деформації кільцевих пластин, викликаної температурної складової, доцільно в узагальненій моделі передбачити недеформовану частину, виконану у вигляді кільцевої пластина. Тому внутрішню частину узагальненої моделі пружного елемента візьмемо у формі двох оболонок, з'єднаних з кільцевою пластиною, є силопреобразующим ланкою, забезпеченою трьома резонаторами, також виконаних у вигляді кільцевих пластин, одна з яких розташована всередині силопреобразующего ланки в недеформіруемой області. Таким чином, в узагальненій моделі для циліндричних резонаторів залишається середня частина. Оскільки нелінійно пов'язані власні частоти коливань циліндричних оболонок з діаметром їх серединної поверхні, то доцільно взяти їх в більшій кількості. Такий вибір дозволить конструктивно їх з'єднати так, щоб різниця їх власних частот коливань дозволила поліпшити лінійні показники.

Пружний елемент узагальненої моделі представлений на рис.6.11. До ланок 20, 21 і 22 прикладені протилежно спрямовані взаємно - врівноважуються в осьовому і рівномірно розподілені в окружному напрямках навантаження, тому вони моделюють жорстке зачеплення країв оболонок 9,12 і 13. Циліндричні оболонки 9,10,11,12,13 служать для передачі осьового зусилля P кільцевих пластин

1, 5 які перетворюють прогин в деформацію вигину чутливих ланок 6,7,8 і 14,...,19 (рис.6.11). На оболонки 18,19 наклеюють тензорезистори, які на рис.6.11 не показані.

Висота цих оболонок дорівнює 5 мм, а товщина 0,5 мм, при цьому утворює нахилена до осі під кутом в 5° . Циліндричні оболонки 14,15,16,17 і кільцеві пластини 6,7,8 відносяться до віброчастотної частини узагальненої моделі, в них за допомогою електромагнітів збуджуються власні коливання обмеженою амплітуди. Тому їх товщина не перевищує 3 мм, а найбільший розмір не менше 15 мм (рис.6.11). Таким чином, складові частини пружного елемента окремо - чутливі ланки 6,7,8,14,...,19; циліндричні оболонки 9 13; і кільцеві пластини 1, 5 окремо, а 2, 3, 4 в сукупності мають геометричні розміри, відповідні критеріям гіпотез Кірхгофа-Лява. Викладене вище дозволяє застосувати метод штучного розбиття пружного елемента на ланки 1,22, тому пружено - деформований стан для кожної ланки розглянемо в рамках теорій оболонок обертання і кільцевих пластин, схильних до в місцях розбиття невідомим динамічним навантаженням. Така конструкція силовимірювачів, для вимірювання, з підвищеною до 30% точністю, навантажень в широкому діапазоні (7 кН - 500 кН), а також для вимірювання навантажень як менше 0,02 кН, так і більше 500 кН.

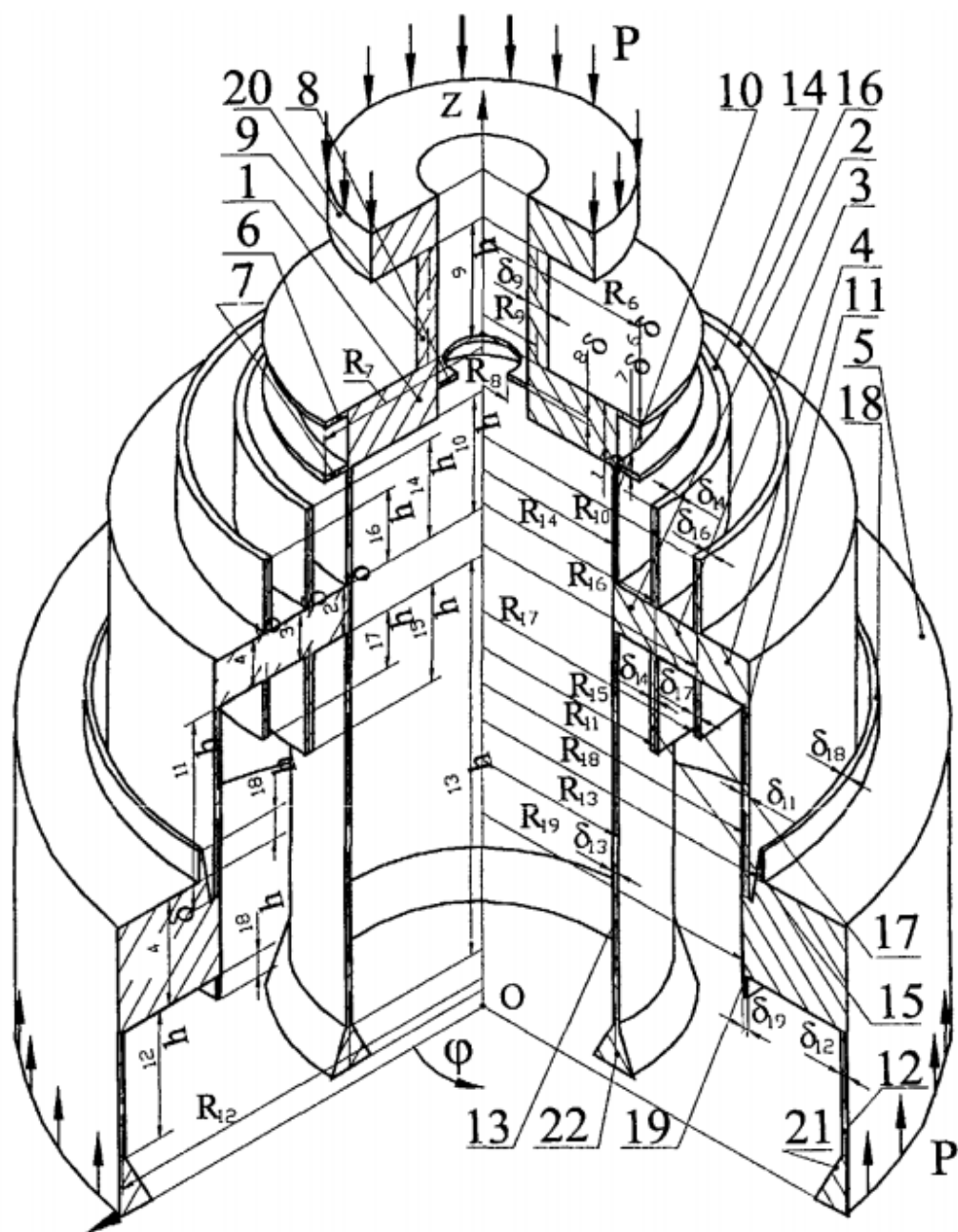


Рисунок 5.11.- Осьовий перетин пружного елемента узагальненої моделі

6. Охорона праці та безпека в надзвичайних ситуаціях

В розділі надані основні заходи з безпеки при виборі оптимального варіанта впровадження системи ваго вимірювання, функцією якої крім основних є запобігання аварійних ситуацій.

6.1. Аналіз потенційних небезпек

а) Незадовільно організоване робоче місце дослідника в адміністративному приміщенні.

б) Можливість ураження електричним струмом в наслідок порушень правил з електричної безпеки.

в) Небезпеки які пов'язані з порушенням правил охорони праці при впровадженні технічного рішення , зокрема роботи на висоті.

г) Необхідність оптимізації робочого циклу крану з метою підвищення експлуатаційної надійності технологічного процесу.

г) Небезпеки які пов'язані з обробкою результатів з використанням комп'ютерної техніки.

д) Незадовільні метеорологічні параметри повітряного середовища адміністративного приміщення в наслідок незадовільної роботи системи опалювання.

е) Незадовільне освітлення приміщень в наслідок виходу з ладу освітлювальних приладів.

є) Можливість загорянь в наслідок порушень правил пожежної безпеки, що може призвести до пожежі.

ж) Небезпеки які пов'язані з умовами праці в період впровадження військового стану.

6.2 Заходи по забезпеченню безпеки

а) Заходи з організації робочого місця дослідника.

Конструкція робочого місця користувача персонального комп'ютера має забезпечити підтримання оптимальної робочої пози офісного працівника. Конструкція робочого столу має відповідати сучасним вимогам ергономіки і забезпечувати оптимальне розміщення на робочій поверхні використовуваного обладнання (дисплея, клавіатури, принтера) і документів. Висота робочої поверхні робочого столу має регулюватися в межах 680-800 мм, а ширина і глибина – забезпечувати можливість виконання операцій у зоні досяжності моторного поля (рекомендовані розміри: 600-1400мм, глибина – 800-1000мм).

Робочий стіл повинен мати простір для ніг заввишки не менше ніж 600мм, завширшки не менше ніж 500мм, завглибшки (на рівні колін) не менше ніж 450мм, на рівні простягнутої ноги не менше ніж 650мм. Робочий стілець має бути підйомно-поворотним, регульованим за висотою, з кутом і нахилу сидіння та спинки і за відстанню від спинки до переднього краю сидіння поверхня сидіння має бути плоскою, передній край – заокругленим. Регулювання за кожним із параметрів має здійснюватися незалежно, легко і надійно фіксуватися. Шаг регулювання елементів стільця має становити: для лінійних розмірів – 15-20мм, для кутових – 2-5 градусів. Зусилля регулювання має не перевищувати 20Н. Висота поверхні сидіння має регулюватися в межах 400-500мм, а ширина і глибина становити не менше ніж 400мм. Кут нахилу сидіння – до 15 градусів вперед і до 5 градусів назад. Висота спинки стільця має становити (300±20) мм, ширина – не менше ніж 380 мм, радіус кривизни горизонтальної площини – 400мм. Кут нахилу спинки має регулюватися в межах 1-30 градусів від вертикального положення. Відстань від спинки до переднього краю сидіння має регулюватися в межах 260-400мм. Для зниження статичного напруження м'язів верхніх кінцівок слід використовувати стаціонарні або змінні підлокітники завдовжки не менше ніж 250мм, завширшки 50-70мм, що регулюються за висотою над сидінням у межах 230-260мм і відстанню між підлокітниками в межах 350-500мм. Поверхня сидіння і спинки стільця має бути напівм'якою з нековзним, повітронепроникним покриттям, що легко чиститься і не

електризується. Робоче місце має бути обладнане підставкою для ніг завширшки не менше ніж 300мм, завглибшки не менше ніж 400мм, що регулюється за висотою в межах до 150мм і за кутом нахилу опорної поверхні підставки до 20 градусів. Підставка повинна мати рифлену поверхню і бортик по передньому краю заввишки 10мм.

Робочі місця слід розташовувати відносно світових прорізів так, щоб природне світло падало переважно з лівого боку. При розміщенні робочих столів з персональними комп'ютерами слід дотримувати:

- відстань між бічними поверхнями персональних комп'ютерів 1,2 м.;
- відстань від тильної поверхні одного персонального комп'ютера до екрана іншого – 2,5 м.

За потреби особливої концентрації уваги під час виконання робіт суміжні робочі місця операторів необхідно відділяти одне від одного перегородками висотою 1,5 – 2м.

Монітор має розташовуватися на оптимальній відстані від очей користувача, що становить 600-700мм, але не ближче ніж за 600мм з урахуванням розміру літерно-цифрових знаків і символів. Розташування екрана монітору має забезпечувати зручність зорового спостереження у вертикальній площині під кутом +30 градусів до нормальної лінії погляду працівника. Клавіатуру слід розташовувати на поверхні столу на відстані 100-300 мм від краю, звернутого до працюючого. У конструкції клавіатури має передбачатися опорний пристрій (виготовлений із матеріалу з високим коефіцієнтом тертя, що перешкоджає мимовільному її зсуву), який дає змогу змінювати кут нахилу поверхні клавіатури у межах 5-15 градусів. Висота середнього рядка клавіш має не перевищувати 30мм. Поверхня клавіатури має бути матовою з коефіцієнтом відбиття 0,4. Розташування пристрою введення – виведення інформації має забезпечувати добру видимість монітору, зручність ручного керування в зоні досяжності моторного поля і за висотою – 900-1300мм, за шириною 400-500мм. Під матричні принтери потрібно підкладати вібраційні килимки для гасіння вібрації та шуму.

Робоче місце з персональним комп'ютером слід обладнати пюпітром для документів, що легко переміщуються.

Для забезпечення захисту і досягнення нормованих рівнів комп'ютерних випромінювань необхідно застосування приєкраних фільтрів, локальних світлофільтрів (засобів індивідуального захисту очей) та інших засобів захисту, що пройшли випробування в акредитованих лабораторіях і мають щорічний гігієнічний сертифікат.

б) Попередження ураження електричним струмом в наслідок порушень правил з електричної безпеки.

Основними заходами захисту від ураження електричним струмом є такі:

Застосування малих напруг і електричний поділ мереж. Для забезпечення безпеки електроспоживачів варто застосовувати напругу до 42 В, приміщеннях із підвищеною небезпекою – 36 В, в особливо небезпечних – 12 В. Як правило, при використанні електроустаткування з такою напругою враховується те, що одяг, взуття мають певний опір, немає щільного (зварного, болтового) контакту з землею і т. д.; в аварійних ситуаціях струм через тіло людини не досягає невідпускаючого порогу.

Необхідно пам'ятати, що для одержання малої напруги необхідно використовувати автономні джерела (акумулятори, спеціальні мотор-генератори і т. д.). Можна використовувати і перетворювачі напруги, але при цьому пам'ятати про обов'язкову умову: мережа малої напруги повинна бути електрично ізольована, відділена від мережі високої напруги. У зв'язку з цим категорично заборонено використовувати в якості джерела малої напруги автотрансформатор, тому що в ньому обидві обмотки електрично пов'язані.

Контроль ізоляції. При порушенні ізоляції мереж і устаткування корпусу, конструкції, на яких вони змонтовані, труби, в яких прокладені проводи, можуть виявитися під небезпечною напругою. Тому контроль ізоляції є необхідною

мірою, що попереджує небезпеку ураження електричним струмом. В установках до 1 000 В опір ізоляції повинен бути не нижче 0,5 м Ом.

Захисне заземлення – це навмисне з'єднання із заземленим пристроєм металевих частин електроустановки, що нормально не знаходяться під напругою, але можуть виявитися такими у випадку ушкодження ізоляції. Металеві частини устаткування – це корпуси, кожухи, постійні огороження, арматура, згідно ДСТУ 12.1.030-81. Зміст заземлення полягає в тому, щоб знизити напругу доторкання при ушкодженні ізоляції до безпечної для людини величини.

Захисне відключення – це система захисту, що забезпечує безпеку шляхом автоматичного відключення (протягом не більш 0,2 сек.) електроустановки у випадках замикання струмоведучої частини на землю, зниження опору ізоляції, несправності заземлення, згідно ДСТУ Б В.2.5-82:2016. При замиканні струмоведучої частини на корпус, кожух, огороження і т. д. спрацьовує спеціальне реле захисту, яке відключає електричну установку від мережі.

Захист від випадкового дотику до струмоведучих частин досягається шляхом використання огорожень і відповідних кон-струкцій електроустановок; блокувань; розташування струмопровідних частин на недоступній висоті (наприклад лінії електро-передач); застосування подвійної ізоляції. Під подвійною ізоляцією розуміють застосування, крім основної ізоляції струмопровідних частин, ще одного прошарку, що ізолює людину від металевих неструмопровідних частин, які можуть випадково виявитися під напругою. Часто це використовують при виготовленні електроінструмента, корпус якого покриває пластмаса: пластмасова ізоляція проводів обмотки електричного двигуна – перша ізоляція, пластмаса, що покриває корпус електродвигуна – друга ізоляція.

в) Для забезпечення безпеки при роботі на висоті, передбачено

Огородження, що встановлюються на робочих місцях, і проходи до них на висоті мають відповідати вимогам ГОСТ 12.4.059-89.

Межі небезпечних зон поблизу частин машин, що рухаються, визначаються відстанню не менше 5 м, якщо немає інших підвищених вимог у документах з експлуатації виробників.

У разі одностороннього примикання настилів (перекриття) до стін, слід огороджувати прорізи в стінах, якщо їх нижній край розташований на висоті менше 0,7 м від рівня настилу (перекриття).

Межі небезпечних зон в місцях, над якими переміщуються вантажі вантажопідіймальними кранами, а також поблизу будівель і споруд під час здійснення будівництва, монтажу (демонтажу) конструкцій і обладнання, ремонту, реконструкції, експлуатації тощо об'єктів та під час електрозварювальних робіт на висоті зазначені у НПАОП 0.00-1.15-07.

Площадки та драбини мають відповідати вимогам ГОСТ 26887-86.

Драбини чи скоби, що використовуються для підймання або опускання працівників на робочі місця, розташовані на висоті більше 5 м, мають бути обладнані пристосуваннями для закріплення стропа запобіжного пояса (канат з уловлювачем та ін.). Запобіжні пояси застосовуються відповідно до 4.2 цих Правил.

Кожна драбина повинна бути міцною, надійно закріпленою і мати достатню довжину, щоб забезпечувати надійну опору для рук та ніг працівників у будь-якому робочому положенні.

Небезпечна зона навкруги щогл (веж) визначається відстанню від центра щогли (вежі), яка дорівнює $1/3$ її висоти.

Проходи, проїзди, переходи до робочих місць а також сходи, площадки тримають спр

авними і чистими, а розміщені просто неба – необхідно очищати від снігу і льоду та посипати піском.

Настили площадок і переходів, а також поручні до них надійно закріплюються. На період проведення ремонтних робіт замість знятих поручнів слід установлювати тимчасові справні огороження.

Ширина проходів до робочих місць і на робочих місцях встановлюється не менша 0,6 м, а висота проходів - не менша 1,8 м.

Прорізи в перекриттях, які призначаються для монтажу обладнання, ліфтів, сходів тощо, до яких можливий доступ людей, слід закрити суцільними настилами або обладнати огороженнями із вивішеними на них відповідними плакатами та знаками безпеки.

Кожний отвір в робочій площадці обладнується відповідними засобами для запобігання падінню людей чи предметів.

На робочих місцях не допускається розміщувати та накопичувати матеріали, що не використовуються для роботи.

Матеріали, вироби, елементи конструкцій тощо під час приймання і складування на робочих місцях, що знаходяться на висоті, знаходяться у кількості, яка необхідна для поточної роботи, і складається таким чином, щоб не захаращувати робочі місця і підходи до них. При цьому враховуються розрахункові значення допустимих навантажень на настили, площадки тощо.

Металеві риштування, що використовуються під час виконання робіт на висоті, заземлюються.

У разі одночасного виконання робіт по одній вертикалі робочі місця, що розташовані нижче, обладнуються зверху відповідними захисними пристроями (настилами, сітками, козирками тощо), які встановлюються на відстані не більше 6 м по вертикалі від вищерозташованого робочого місця.

г) Необхідність оптимізації робочого циклу крану з метою підвищення експлуатаційної надійності технологічного процесу.

Встановлюючи ваговимірвальний пристрій на кран, ми дублюємо обмежувач вантажопідйомності, що знижає ймовірність виникнення аварійної ситуації. Завдяки зменшенню робочого циклу крану ми зможемо виконувати той же об'єм робіт, але у два рази швидше. Також, маючи змогу зважування вантажу без участі вагара, ми зменшуємо кількість працівників які знаходяться у зоні обслуговування крана, таким чином зменшуючи ймовірність виникнення нещасних випадків.

г) Безпека під час роботи з персональним комп'ютером.

Щодня перед початком роботи необхідно очищати монітор від пилу та інших забруднень. Після закінчення роботи персональний комп'ютер і периферійні пристрої повинні бути відключені від електричної мережі. У разі виникнення аварійної ситуації необхідно негайно відключити персональний комп'ютер і периферійні пристрої від електричної мережі.

Не допускається:

- виконувати обслуговування, ремонт та налагодження персонального комп'ютеру та периферійних пристроїв безпосередньо на робочому місці оператора;
- зберігати біля персонального комп'ютеру та периферійних пристроїв папір, будь-які носії інформації (диски, флешки тощо), запасні блоки, деталі тощо, якщо вони не використовуються для поточної роботи;
- відключати захисні пристрої, самочинно проводити зміни у конструкції та складі персонального комп'ютеру та периферійних пристроїв або їх технічне налагодження;
- працювати з персональним комп'ютером, у яких під час роботи з'являються нехарактерні сигнали, нестабільне зображення на моніторі тощо;
- працювати з матричним принтером за відсутності вібраційного килимка та зі знятою (піднятою) верхньою кришкою.

Персонал, що працює на комп'ютері зобов'язаний дотримуватися вимог інструкції, розробленої на підставі Санітарних норм і правил Сан Пин 2. 2. 2. 542-96 «Гігієнічні вимоги до відео дисплейні Мансуров, персональних електрообчислюваних машин і організації робіт», а також нести особисту відповідальність за дотримання вимог безпеки своєї праці та за створення небезпечного або шкідливого виробничого фактора для інших працюючих і поломку комп'ютера.

При роботі з комп'ютером шкідливими і небезпечними факторами є:

- електростатичні поля;
- електромагнітне випромінювання;
- наявність потужних іонізуючих випромінювань;
- локальне стомлення, загальне стомлення;
- стомлюваність очей;
- небезпека ураження електричним струмом;
- пожежонебезпека.

Режими праці та відпочинку при роботі з комп'ютером повинні організовуватися в залежності від виду та категорії трудової діяльності. Види трудової діяльності поділяються на 3 групи:

- Група А – робота з зчитування інформації з екрана комп'ютера з попереднім запитом;
- Група Б – робота з введення інформації;
- Група В – творча робота в режимі діалогу.

За основну роботу з комп'ютером слід приймати таку, що займає не менше 50% часу протягом часу роботи комп'ютера. Для видів трудової діяльності встановлюється 3 категорії тяжкості і напруженості роботи з комп'ютером, які визначаються:

для групи А – по сумарному числу прочитуються знаків за час роботи з комп'ютером, але не більше 60 000 знаків;

для групи Б – по сумарному числу зчитуються або вводяться знаків за час роботи з комп'ютером, але не більше 40000 знаків;

для групи В – по сумарному часу безпосередньої роботи з комп'ютером, але не більше 6 годин за час роботи з комп'ютером. Для забезпечення оптимальної працездатності і збереження здоров'я протягом часу роботи з комп'ютером повинні встановлюватися регламентовані перерви.

Перед початком роботи необхідно переконатися, що монітори комп'ютера мають антиблокове покриття (крім групи А) з коефіцієнтом відображення не більше 0, 5. Покриття повинне також забезпечувати зняття електростатичного заряду з поверхні екрана, іскріння і накопичення пилу. Корпус монітора повинен забезпечувати захист від іонізуючих та неіонізуючих випромінювань.

Необхідно перевірити робоче положення комп'ютера відстань між стіною з віконними прорізами і столом повинно бути не менше 0, 8 м. Відстань між робочими столами повинна бути не менше 1, 2 м. Не допускається знаходження другого робочого місця з боку задньої сторони.

6.3 Забезпечення виробничої санітарії та гігієни праці.

д) Приміщення для роботи з персональними комп'ютерами мають бути обладнані системами опалення, кондиціонування повітря, або припливно-витяжною вентиляцією. У приміщеннях на робочих місцях мають забезпечуватись оптимальні значення параметрів мікроклімату: температури, відносної вологості й рухливості повітря табл.6.1 у відповідності до ГОСТ 12.1.005-88, СН 4088-86.

Таблиця 6.1

		Темпера тура повітря, град. С	Відносна вологість повітря, %	Швидкі сть руху повітря, м/с
Пора року	Катег орія робіт	оптимал ьна	оптимал ьна	оптимал ьна

Холо дна	легка- 1 а	22 – 24	40 – 60	0,1
	легка- 1 б	21 – 23	40 – 60	0,1
Тепл а	легка- 1 а	23 – 25	40 – 60	0,1
	легка- 1 б	22 – 24	40 – 60	0,2

Рівні позитивних і негативних іонів у повітрі мають відповідати санітарно-гігієнічним нормам № 2152-80.

Для підтримки допустимих значень мікроклімату та концентрації позитивних та негативних іонів необхідно передбачати установки або прилади зволоження та/або штучної іонізації, кондиціонування повітря.

е) Заходи щодо забезпечення нормованого освітлення приміщень

Приміщення, в яких встановлені персональні комп'ютери, повинні мати природне та штучне освітлення відповідно до СНиП II-4-79.

Природне освітлення має здійснюватись через світлові прорізи, орієнтовані переважно на північ чи північний схід і забезпечувати коефіцієнт природною освітленості (КПО) не нижче ніж 1,5%. Розраховується КПО за методикою, викладеною в СНиП II-4-79.

Штучне освітлення в приміщеннях з робочими місцями має здійснюватись системою загального рівномірного освітлення. У разі переважної роботи з документами, допускається застосування системи комбінованого освітлення (крім

системи загального освітлення додатково встановлюються світильники місцевого освітлення). Зазначення освітленості на поверхні робочого столу в зоні розміщення документів має становити 300-500лк. Якщо ці значення освітленості неможливо забезпечити системою загального освітлення, допускається використовувати місцеве освітлення. При цьому світильники місцевого освітлення слід встановлювати таким чином, щоб не створювати відблисків на поверхні екрана, а освітленість екрана має не перевищувати 300лк. Як джерела світла в разі штучного освітлення мають застосовуватись переважно люмінесцентні лампи типу ЛБ. У разі влаштування відбитого освітлення у приміщеннях, де переважним чином працюють з документами, допускається застосування металогалогенних ламп потужністю 250Вт. Допускається застосування ламп розжарювання у світильниках місцевого освітлення. Система загального освітлення має становити суцільні або переривчасті лінії світильників, розташовані збоку від робочих місць (переважно ліворуч), паралельно лінії зору працюючих.

Допускається використання світильників таких класів світлорозподілу:

- прямого світла – П;
- переважно прямого світла – Н;
- переважно відбитого світла – В.

Для загального освітлення слід застосовувати світильники серії ЛПО 36 із дзеркальними ґратами, що укомплектовані високочастотними пускорегулювальними апаратами (ВЧ ПРА). Допускається застосовувати світильники цієї серії без ВЧ ПРА тільки в модифікації «Кососвітло».

При відсутності світильників серії ЛПО36 з ВЧ ПРА і без ВЧ ПРА модифікації «Кососвітло» допускається застосування світильників загального освітлення серії:

- ЛПО13 – 2×40/Б – 01;
- ЛПО13 – 4×40/Б – 01;
- ЛПО13 – 2×40 – 06;
- ЛПО13 – 2×65 – 06;
- ЛСО05 – 2×40 – 001;

- ЛСО05 – 2×40 – 003;
- ЛСО04 – 2×36 – 008;
- ЛПО34 – 4×36 – 002;
- ЛПО34 – 4×58 – 002;
- ЛПО31 – 2×31 – 002,

а також їх вітчизняні та зарубіжні аналоги.

Застосування світильників без розсіювачів та екрануючих ґрат заборонено. Яскравість світильників загального освітлення в зоні кутів випромінювання від 50 до 90 градусів з вертикаллю в повздовжній та поперечній площинах має становити не більше ніж 200 кд/м^2 , захисний кут світильників – не менше ніж 40 градусів. Світильники місцевого освітлення повинні мати відбивач, що просвічує, із захисним кутом, не меншим ніж 40 градусів.

Слід передбачити обмеження прямої блискості від джерел природного та штучного освітлення. При цьому яскравість світлих поверхонь (вікна, джерела штучного освітлення), що розташовані в полі зору повинна бути не більше ніж 200 кд/м^2 . Необхідно обмежувати відбиту блискість на робочих поверхнях відносно джерел природного і штучного освітлення. При цьому яскравість відблисків на екрані ВДТ має не перевищувати 40 кд/м^2 , а яскравість стелі в разі застосування системи відбитого освітлення – 200 кд/м^2 .

Показник осліпленості у разі використання джерел загального штучного освітлення у виробничих приміщеннях має не перевищувати 20, а показник дискомфорту в адміністративно-громадських приміщеннях має бути не більше за 40. Необхідно обмежувати нерівномірність розподілу яскравості в полі зору працюючих з ВДТ. При цьому співвідношення яскравостей робочих поверхонь має бути не більшим ніж 3:1, а співвідношення яскравостей робочих поверхонь та поверхонь стін, обладнання тощо – 5:1. Коефіцієнт запасу для освітлювальних установок загального освітлення має дорівнювати 1,4. Коефіцієнт пульсації має не перевищувати 5%, що забезпечується застосуванням газорозрядних ламп у світильниках загального та місцевого освітлення з ВЧ ПРА для світильників будь-яких типів. Якщо не має світильників з ВЧ ПРА, то лампи багатолампових

світильників або світильники загального освітлення, розташовані поруч, слід вмикати на різні фази трьохфазної мережі. Для забезпечення нормованих значень освітленості у приміщеннях з ВДТ ЕОМ та ПЕОМ слід чистити шибки і світильники принаймні двічі на рік і вчасно замінювати лампи, що перегоріли.

6.4 Заходи з пожежної безпеки

є) Забезпечення пожежної безпеки – невід'ємна частина державної діяльності щодо охорони життя та здоров'я людей, національного багатства та навколишнього середовища.

Кожне підприємство має приділяти особливу увагу системі протипожежного захисту, яка включає сукупність організаційних заходів, а також технічних засобів, спрямованих на запобігання впливу на людей небезпечних факторів пожежі та обмеження матеріальних збитків від неї.

Для забезпечення пожежної безпеки мають бути реалізовані такі напрямки діяльності:

- формування системи пожежної безпеки, що забезпечує ефективність заходів, спрямованих на запобігання та обмеження поширення пожежі;
- забезпечення будівлі необхідними засобами контролю, оповіщення та пожежогасіння;
- створення умов, спрямованих на дотримання працівниками вимоги пожежної безпеки і підтримання протипожежного режиму;
- не допускати відхилень від стандартів, технічних регламентів, прийнятої практики та процедур виконання робіт, які можуть призвести до виникнення пожежі.

Визначення фактичного ступеня вогнестійкості цегляної двоповерхової будівлі, в якій розташоване дане адміністративне приміщення виконуємо за

даними таблиці «Конструктивні характеристики будинків залежно від їх ступеня вогнестійкості» [5, с. 37]

В нашому випадку ступінь вогнестійкості будівлі I або II, тобто дане приміщення належить до будинків з несучими та огорожувальними конструкціями з природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону, залізобетону із застосуванням листових і плиткових негорючих матеріалів

Тип та кількість вогнегасників в приміщенні визначається відповідно до вимог:

- правил охорони праці під час експлуатації електронно-обчислювальних машин, затверджені наказом № 65 Державного комітету України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду від 26 березня 2010 р.;
- правилами пожежної безпеки України, затвердженими наказом Міністерства України з питань надзвичайних ситуацій від 19.10.2004 № 126, зареєстрованими в Міністерстві юстиції України 04.11.2004 за № 1410/10009 (НАПБ А.01.001-2004);
- державних будівельних норм «Інженерне обладнання будинків і споруд. Пожежна автоматика будинків і споруд», затверджених наказом Держбуду України від 28.10.98 № 247 (ДБН В.2.5-13- 98), з димовими пожежними сповіщувачами та переносними вуглекислотними вогнегасниками;
- типових норм належності вогнегасників, затверджених наказом Міністерства України з питань надзвичайних ситуацій та у справах захисту населення від наслідків Чорнобильської катастрофи від 02.04.2004 № 151, зареєстрованих у Міністерстві юстиції України 29.04.2004 за № 554/9153 (НАПБ Б.03.001-2004).

Для визначення типу та кількості вогнегасників необхідно знати:

- категорія приміщення– категорія В;
- клас пожежі. Визначаємо за стандартом ISO №3941-77. В даному випадку – це клас D.

Необхідну кількість вогнегасників визначаємо за таблицею «Рекомендації щодо оснащення приміщень переносними вогнегасниками» [6, с. 41].

Для забезпечення пожежної безпеки даного адміністративного приміщення, яке має I ступінь вогнестійкості та категорію приміщення D, необхідно встановити 1 порошковий вогнегасник ємністю 5 літрів.

6.5 Заходи по забезпеченню безпеки у надзвичайних ситуаціях

ж) Під час введення воєнного стану можуть запроваджуватися такі заходи: Використовувати потужності та трудові ресурси підприємств, установ і організацій усіх форм власності для потреб оборони, змінювати режим їхньої роботи, проводити інші зміни виробничої діяльності, а також умов праці відповідно до законодавства про працю. Запроваджувати комендантську годину. Установлювати особливий режим в'їзду і виїзду, обмежувати свободу пересування громадян, іноземців та осіб без громадянства, а також рух транспортних засобів. Читайте також ЗСУ приведені у повну бойову готовність Перевіряти документи у громадян, а в разі потреби проводити огляд речей, транспортних засобів, багажу і вантажів, службових приміщень і житла громадян, за винятком обмежень, встановлених Конституцією України. Забороняти проведення мирних зборів, мітингів, походів і демонстрацій, інших масових заходів. Може обмежуватися право на вільне пересування. Також обмежується право власності через примусове відчуження майна у фізичних та юридичних осіб на потреби оборони. Слід сказати, що законом передбачена компенсація за таке вилучення, а також повернення майна у разі його збереження при використанні в період військового часу. Можуть обмежувати і трудові права, через введення трудової повинності. Але, разом з тим, законом передбачається соціальний захист, право на відпочинок і мінімальна заробітна плата. Не можуть обмежуватися в період воєнного стану такі

фундаментальні права людини, як право на життя, на повагу гідності, на свободу та особисту недоторканність, право на рівність перед законом, право на житло. Чиї повноваження не можна припиняти під час воєнного стану: В умовах військового часу забороняється проведення виборів, референдумів, страйків та внесення змін до Конституції. Невиконання вимог правового режиму воєнного стану тягне за собою відповідальність.

ВИСНОВКИ

Розрахунок механізму підняття вантажу показав, що існуючий набір вузлів та деталей, що утворюють механізм підняття вантажу, разом з траверсою та магнітами, можуть повністю використовуватися на модернізованому крані. Кінематична схема залишається без змін, а тормозний момент механічного переміщення забезпечується наявними гальмами (під час регулювання). Для цього лише потрібно модернізувати опори, на яких будуть встановлені вузли на новій металоконструкції вантажного візка.

Використання пристрою для зважування дозволяє скорочувати цикли роботи крану, що зменшує витрати на експлуатацію, сприяє більш раціональному розподілу навантаження між транспортними засобами і веде облік перевантажувальних матеріалів. Цей пристрій дозволяє прискорити технологічні процеси при отриманні або відправленні вантажу, контролювати витрати матеріалу безпосередньо на етапі завантаження технологічного обладнання, коли час грає важливу роль і т. д.

Запропоновано використовувати в нових конструкціях моделі пружних елементів силівимірювальних пристроїв на основі циліндричних оболонок і кільцевих пластин. Це дозволить використовувати зважувальні пристрої для широкого спектру навантажень.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

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

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