

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Національний університет «Запорізька політехніка»,
машинобудівний факультет
(повне найменування інституту, факультету)

Кафедра деталей машин і підйомно-транспортних механізмів
(повне найменування кафедри)

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

.....
(ступінь вищої освіти)

на тему Кран мостовий спеціальний вантажопідйомністю 50/12.5т

Виконав: студент(ка) 4 курсу, групи М-313сп
Спеціальності

133 «Галузеве машинобудування»

(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

ОПП «Підйомнотранспортні, дорожні,
будівельні меліоративні машини і
обладнання»

.....
БАБЕНКО Д.Є.

(прізвище та ініціали)

Керівник СИДОРЕНКО М.В.

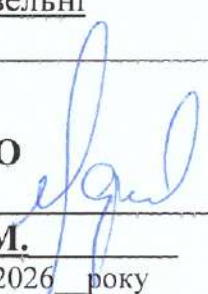
(прізвище та ініціали)

Рецензент ФРОЛОВ М. В.

(прізвище та ініціали)

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри 
Мартовицький Л.М.
« 15 » 04 2026 року

ЗАВДАННЯ
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)

БАБЕНКО Дмитро Євгенович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Кран мостовий спеціальний Q = 50/ 12,5 т

керівник проєкту (роботи) СИДОРЕНКО Михайло Володимирович, доцент, к.т.н.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

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

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 01.06.2026







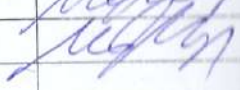
3. Вихідні дані до проєкту (роботи)
Вихідна конструкція крану

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

1. Розрахунок головного механізму підйому 2. Розрахунок допоміжного механізму підйому 3. Розрахунок механізму пересування візка 4. Розрахунок механізму пересування крану 5. Розрахунок металоконструкції 6. Техніко-економічне обґрунтування проєкту 7. Охорона праці 8. Цивільна оборона 9 . Електроустаткування крану 10. Наукова-дослідна робота

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)
Кран мостовий– 1 лист А0; Механізм пересування крану – 2 листа А1; Механізм пересування візку - 1 лист А1; Механізм допоміжного підйому – 1 лист А1; Візок крану – 1 лист А1; Підвіска крюкова – 1 лист А1.

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання « 15 » квітня 2026 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Розрахунок головного механізму підйому	19.05.2026	
2	Розрахунок допоміжного механізму підйому	20.05.2026	
3	Розрахунок механізму пересування візка	21.05.2026	
4	Розрахунок механізму пересування крану	22.05.2026	
5	Розрахунок металоконструкції	23.05.2026	
6	Техніко-економічне обґрунтування проєкту	24.05.2026	
7	Охорона праці	25.05.2026	
8	Економічна частина	29.05.2026	
9	Електроустаткування крану	30.05.2026	
10	Наукова-дослідна робота	01.06.2026	

Студент



БАБЕНКО Д.С.
(прізвище та ініціали)

Керівник проєкту (роботи)



СИДОРЕНКО М.В.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

ВІЗОК, КАНАТ, КРАН МОСТОВИЙ, КРЮКОВА ПІДВІСКА,
ПРОГОН, ЕЛЕКТРОДВИГУН

Пояснювальна записка до магістерської роботи містить: 155 стор., 13 рис., 7 табл., 9 джерел.

Об'єктом дослідження є кран мостовий г/п 50/12,5 т, прогоном 34,5 м, група режиму роботи 5К.

Метою даного проєкту є розроблення мостового крана з покращеними техніко-економічними характеристиками, що забезпечують підвищення ефективності його експлуатації.

У роботі розглянуто конструкцію мостового крана, зокрема: головний та допоміжний механізми підйому, механізм пересування вантажного візка, механізм пересування крана, а також конструкцію головної балки. Окрему увагу приділено економічному обґрунтуванню проєкту, питанням охорони праці, цивільного захисту та електричній частині обладнання.

ЗМІСТ

С.

Вступ

1. Розрахунок головного механізму підйому вантажк	7
1.1 Розрахунок канату	8
1.2 Визначення загальних розмірів барабану	9
1.3 Вибір електродвигуна та редуктора.....	11
1.4 Перевірка двигуна.....	13
1.5 Вибір гальма.....	18
2. Розрахунок допоміжного механізму підйому вантажу	19
2.1 Розрахунок канату	19
2.2 Визначення загальних розмірів барабану	21
2.3 Вибір електродвигуна та редуктора.....	22
2.4 Перевірка двигуна.....	24
2.5 Вибір гальма.....	28
3. Розрахунок механізму пересування візку	30
3.1 Вибір кінематичної схеми.....	30
3.2 Вибір та розрахунок ходових коліс	31
3.3 Вибір електродвигуна та редуктора.....	34
3.4 Перевірка двигуна.....	36
3.5 Розрахунок гальмівного моменту та вибір гальма.....	40
4. Розрахунок механізму пересування крана	43
4.1 Визначення сил опору пересування крана	44
4.2 Розрахунок потрібної потужності двигуна та вибір редуктора	45
4.3 Перевірка двигуна на нагрівання	47
4.4 Вибір гальма.....	51
4.5 Перевірка зчеплення ходових коліс з рельсом	52
4.6 Розрахунок ходових коліс.....	54
5. Розрахунок металоконструкції крана.....	56
5.1 Вихідні дані	56
5.2 Навантаження і їх сполучення.....	57
5.3 Визначення навантажень і місць їх прикладання.....	58
5.4 Вибір марки сталі і напруг, що допускаються.....	59
5.5 Вибір поперечного перерізу балки	60
5.6 Перевірка балки на статичну і динамічну твердість	69
5.7 Перевірка балки на стійкість	70
5.8 Розрахунок звареного з'єднання пояса зі стінкою	77
6. Техніко-економічне обґрунтування проекту крана.....	79
6.1 Резюме.....	79
6.2 Розрахунок собівартості та оптової ціни крана	81
6.3 Витрати на проектування крана	82

6.4 Розрахунок очікуваного економічного ефекту від виробництва та використання нового крану	83
6.5 Розрахунок техніко-економічних показників	86
6.6 Стратегія маркетингу	87
6.7 Фінанси підприємства	88
6.8 Стратегія фінансування та кредитування.....	88
6.9 Оцінка ризику та страхування.....	89
7. Охорона праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях	90
7.1. Аналіз потенційних небезпек	90
7.2. Заходи по забезпеченню техніки безпеки	92
7.3. Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці	96
7.4. Заходи по забезпеченню пожежної безпеки	101
7.5. Заходи по забезпеченню умов праці при надзвичайних ситуаціях.	104
8. Цивільна оборона	108
8.1 Задачі цивільної оборони.....	108
8.2 Прогнозування глибин зон зараження СДОР	111
8.3 Заходи щодо захисту населення.....	113
9. Електроустаткування крану	117
9.1 Вступ	117
9.2 Захисні панелі.....	121
9.3 Електропривод механізму підйому.....	124
10. Науково-дослідна робота.....	130
10.1 Вступ	130
10.2 Основи конструювання і розрахунку	134
10.3 Оптимальна висота балки	135
10.4 Товщина стінки	139
10.5 Пояса зварених балок	141
10.6 Підбор перетину складених балок	142
10.7 Зміна перетину балок по довжині	143
10.8 Застосування алюмінієвих сплавів	144
10.9 Матеріали і з'єднання	145
10.10 Особливості розрахунку і конструювання.....	145
10.11 Оптимізація параметрів мостів	147
Список джерел посилань	1555

1. РОЗРАХУНОК ГОЛОВНОГО МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

Проектування та інженерний розрахунок механізму підйому вантажу мостового крана доцільно розпочинати з обґрунтованого вибору схеми поліспастиної системи. Поліспаст є ключовим елементом підйомного механізму, оскільки він забезпечує перерозподіл зусиль у канаті та дозволяє зменшити навантаження на привід і барабан.

Вибір типу та кратності поліспасти здійснюється з урахуванням ряду конструктивних і експлуатаційних факторів. До основних з них належать номінальна вантажопідйомність крана, конструктивні особливості вантажного візка, габаритні обмеження, а також вимоги до надійності та довговічності роботи механізму. Зі збільшенням кратності поліспасти досягається зменшення тягового зусилля в канаті, проте водночас ускладнюється конструкція та зростає довжина каната.

З огляду на задані умови експлуатації та технічні характеристики крана, у даному розрахунку приймається поліспаст із визначеною кратністю $u = 4$ (рис. 1.1), який забезпечує раціональне співвідношення між навантаженням на елементи механізму та ефективністю роботи підйомної системи.

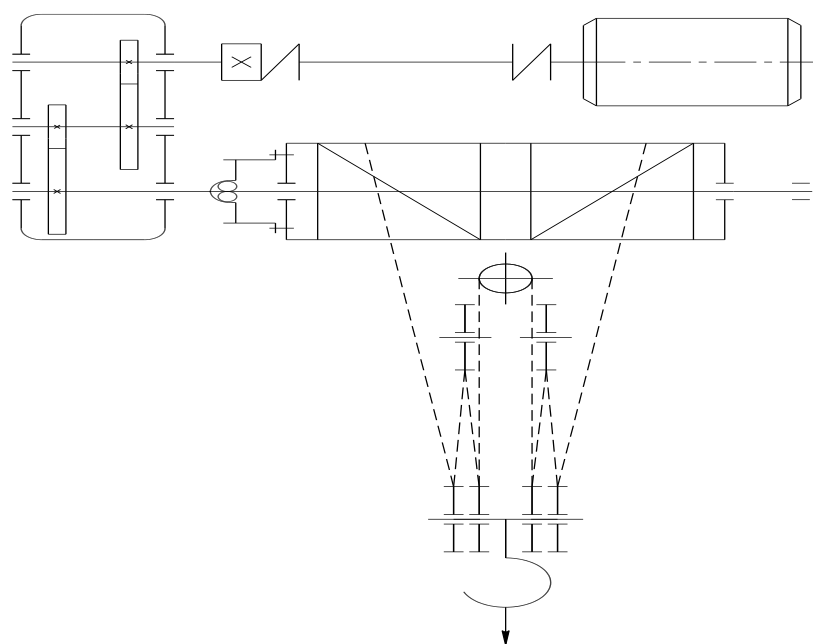


Рис. 1.1 Кінематична схема механізму підйому вантажу

1.1 Розрахунок канату

Одним із визначальних етапів проектування механізму підйому є розрахунок сталевих канатів, який безпосередньо сприймає навантаження від підйомного вантажу. Надійність і безпечність роботи всього підйомного механізму значною мірою залежать від правильного вибору його параметрів, зокрема діаметра та конструкції каната.

Мінімально допустимий діаметр каната d , мм, визначається на основі розрахункового навантаження та міцнісних характеристик матеріалу. При цьому враховується запас міцності, що задається через коефіцієнт використання каната:

$$d = C\sqrt{S} = 25,8 \text{ мм}$$

де C - коефіцієнт вибору каната мінімальний, що визначається за формулою;
 S - максимальне натягнення канату в Н

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{K'} \cdot \frac{1}{R_0}} = 0,101$$

де K' - емпіричний коефіцієнт мінімального розривного навантаження канату даної конструкції; для звичайно застосованих у ВПМ канатів від 6х19 з органічним сердечником $K' = 0.33$.

R_0 - мінімальна межа міцності на розтягання дротів канату, Н/мм²; у ВПМ застосовують канати з $R_0 = 1666 \text{ Н/мм}^2$.

$Z_p = 5,6$ - мінімальний фактичний коефіцієнт використання, що залежить від класифікаційної групи.

$$S = \frac{Q}{m \cdot \eta_{\pi}} = 65384 \text{ Н} \quad (1.1)$$

де m - кількість ниток на яких висить вантаж:

$$m = u \cdot a = 8$$

де a - кількість ниток, які збігають з барабана;

η_{II} - ККД поліспасти.

ККД поліспасти при збіганні канату з рухомого блока

$$\eta_{II} = \frac{1 - \eta_{\delta}^u}{(1 - \eta_{\delta})u} = 0,956 \quad (1.2)$$

де η_{δ} - ККД блока з урахуванням жорсткості канату для блока на підшипниках котіння $\eta_{\delta} = 0,97...0,98$.

Застосуємо канат подвійного сукання типу ЛК-Р 6х19 дротів з одним органічним сердечником діаметром 28,5-Г-І-Н-1360 мм ГОСТ 2688-80.

Перевіримо канат на розривне зусилля:

$$F = S \cdot Z_p = 366150 \text{ Н} \quad (1.3)$$

$$F_p = 33150000 \text{ Н} > 366150 \text{ Н}$$

1.2 Визначення загальних розмірів барабану

На даному етапі проектування виконується визначення основних геометричних характеристик барабана підйомного механізму, а також пов'язаних із ним елементів — канатних блоків і вирівнювальних блоків. Коректний вибір цих параметрів має суттєвий вплив на довговічність каната, рівномірність його навивання та загальну надійність роботи механізму.

Мінімальний діаметр барабану D_1 , блоків D_2 , вирівнювальних блоків D_3 , що виміряні посередині лінії навитого канату

$$\begin{aligned} D_1 &\geq h_1 \cdot d = 516 \\ D_2 &= h_2 \cdot d = 578 \\ D_3 &= h_3 \cdot d = 413 \end{aligned} \quad (1.4)$$

де h_1, h_2, h_3 - коефіцієнти вибору діаметрів барабану, блоків, вирівнювальних блоків відповідно.

Застосуємо $D_1 = 639$ мм; $D_3 = 330$ мм; $D_2 = 400$ мм.

Канатні блоки виготовляються з матеріалів, що поєднують достатню міцність і зносостійкість. Найбільш поширеними є чавуни марок С415-32, С418-36, а також литі сталі типу 45Л і легкі сплави, зокрема магнієві (наприклад, МЛ-5-Т4). У даному випадку, з урахуванням умов експлуатації, прийнято використання чавуну марки С415-32, що забезпечує оптимальне співвідношення вартості та експлуатаційних характеристик.

Загальна довжина барабана L_B визначається як сума окремих конструктивних ділянок:

$$L_B = 2l + l_{ГЛ} + 2a \quad (1.5)$$

де l - довжина нарізки на одній половині барабану;

$l_{ГЛ}$ - довжина не нарізаної частини барабану між гілками правої та лівої нарізок;

a - довжина частини барабану, яка необхідна для закріплення кінця канату (застосуємо не менш 3-4 кроків нарізки).

Число витків нарізки на одній половині барабану

$$Z = \frac{H \cdot u}{\pi \cdot D_1} + (1.5...2) = 26,92 \quad (1.6)$$

де $1.5 \div 2$ - число запасних витків, необхідних для зменшення натяжіння канату в місці його кріплення до барабану. Застосуємо $Z = 27$.

Тоді

$$l = Z \cdot t = 754 \text{ мм} \quad (1.7)$$

де t - крок нарізки, який обирається залежно від діаметра каната і забезпечує правильне укладання витків без їх перекривання або зсуву.

При $d = 25,5 \text{ мм}$ $t = 28 \text{ мм}$.

Довжина середньої не нарізаної частини барабану $l_{ГЛ}$ залежить від відстані між вісями канавок крайніх блоків підвіски b , від довжини між вісями барабану та блоків підвіски у її крайнім верхньому положенням h_{min} та припустимого кута відхилення канату від вертикалі α .

$$l_{ГЛ} = b - h_{min} \quad (1.8)$$

Оскільки величина h_{min} може бути визначена тільки після закінчення компоновки візка, то попередньо можна застосовувати $l_{ГЛ} = b = 200 \text{ мм}$, що забезпечить нормальне набігання канату в самому верхньому положенні підвіски.

Загальна довжина барабану

$$l_B = 1985 \text{ мм.}$$

1.3 Вибір електродвигуна та редуктора

Вибір приводу механізму підйому є одним із ключових етапів проектування, оскільки саме електродвигун і редуктор визначають енергетичні та динамічні характеристики всієї системи. На цьому етапі необхідно забезпе-

чити відповідність потужності приводу умовам роботи механізму, а також гарантувати його надійність і довговічність при заданому режимі експлуатації.

Необхідна потужність електродвигуна для забезпечення рівномірного підйому вантажу з сталою швидкістю $V_{ГР}$ визначається за залежністю:

$$N = \frac{Q \cdot V_{ГР}}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_M} = 55,56 \text{ кВт} \quad (1.9)$$

де $\eta_M = 0,9$ - ККД механізму.

За каталогом вибираємо найбільш близький двигун меншої потужності з подальшою його перевіркою на час пуску та за умовам нагріву.

У даному проєкті прийнято електродвигун типу 4МТН 280-М10У1, який відповідає вимогам механізму підйому за основними технічними характеристиками. Він забезпечує необхідну потужність $N = 60$ кВт при заданій групі режиму роботи 5К, $n_{ДВ} = 570$ об/хв, достатній пусковий момент 320 Н·м, а також допустимі значення моменту інерції ротора $J_p = 0,534$ кг·м². Конструктивні параметри двигуна, зокрема діаметр вихідного валу $d = 90$ мм та маса 1070 кг, також узгоджуються з вимогами компоновки механізму. Для передавання крутного моменту від електродвигуна до проміжного валу використовується зубчаста муфта МЗ 2, яка компенсує можливі перекося валів і забезпечує надійне з'єднання. Обрана муфта повинна мати допустимий обертальний момент 1400 Н·м, що перевищує розрахунковий, а також прийнятні масо-інерційні характеристики – $J_M = 0.47$ кг·м², $d = 70$ мм.

Редуктор для механізму підйому вибираємо за числом обертів вхідного валу (у даному випадку $n_{ВХ} = n_{ДВ}$), з урахуванням групи режиму роботи, потужності, що підводиться до редуктора, та передавального числа редуктора i_p :

$$i_p = \frac{n_{ДВ}}{n_B} = 47,24 \quad (1.10)$$

де n_B - частота обертання барабану.

$$n_B = \frac{V_{ГР} \cdot u}{3.14 \cdot D_B} = 11,96 \text{ об/хв} \quad (1.11)$$

На основі отриманих розрахункових значень і з урахуванням компоновочних обмежень механізму підйому за каталожними даними обирається крановий редуктор відповідного типорозміру. У даному випадку прийнято редуктор типу Ц2-750-50-22МУ2, який має передавальне число 50,94 з тихохідним валом за схемою М.

1.4 Перевірка двигуна

Після попереднього вибору електродвигуна необхідно виконати його перевірку за пусковими режимами та умовами нагріву. Це дозволяє переконатися, що обраний привід забезпечує надійну роботу механізму підйому в реальних експлуатаційних умовах.

В період пуску двигун переборює статичний момент опору від вантажу та сил тертя в елементах механізму M_C , момент опору $M_{И1}$ від сил інерції поступально та $M_{И2}$ від сил інерції обертально рухомих мас приводу.

$$M_{П} = M_C + M_{И1} + M_{И2} \quad (1.12)$$

$$M_C = \frac{Q \cdot D_B}{2 \cdot u \cdot i_p \cdot \eta_M} = 871,12 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.13)$$

рівноприскореному розгоні динамічний момент

$$M_{II1} = \frac{m_Q \cdot D_B \cdot V_{ГР}}{2 \cdot u \cdot i_p \cdot \eta_M \cdot t_p} = 17,42 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.14)$$

де $V_{ГР}$ - швидкість вантажу;

m_Q - маса вантажу;

$$V_{ГР} = \frac{\pi \cdot D_B \cdot n_{ДБ}}{60 \cdot u \cdot i_p} = 0,093 \text{ м/с}$$

t_p - час розгону механізму.

При виборі тривалості розгону приводу необхідно зважати на рекомендації для прискорень: для кранів монтажних, що транспортують рідкі метали - $a \leq 0.1$ м/с; для кранів механо-збиральних цехів - $a \leq 0.2$ м/с; для кранів металургійних цехів - $a \leq 0.5$ м/с; для грейферних кранів - $a \leq 0.8$ м/с; для кранів, що виконують масові перевантажувальні роботи - $a \leq 0.6 \dots 0.8$ м/с:

$$t_p = \frac{V_{ГР}}{a} = 0,464 \text{ с}$$

$$M_{II2} = c \cdot \frac{J_1 \cdot n_{ДБ}}{9,55 \cdot t_p} = 295,71 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де $c = 1.15 \dots 1.25$ - коефіцієнт, що враховує вплив маси приводу на другому, третьому тощо валах;

J_1 - момент інерції обертальних елементів приводу, що розташовані на першому валу (ротора двигуна J_p , з'єднувальної муфти J_{M1} та муфти з гальмівним шківом J_{M2}).

$$J_1 = J_p + J_{M1} + J_{M2} = 1,93115 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

$$M_{II} = 1184,25 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Номинальний момент двигуна

$$M_H = 9550 \frac{N}{n} = 1014,2 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.15)$$

Розрахунковий коефіцієнт перевантаження відносно номінального моменту

$$\phi_p = M_{\Pi} / M_H = 1,168 \quad (1.16)$$

Припустимий коефіцієнт перевантаження

$$\phi_{\text{Д}} = M_{\Pi\text{max}} / M_H \quad (1.17)$$

де $M_{\text{max}\Pi\text{max}}$ - максимальний пусковий момент у процесі розгону.

При правильному виборі двигуна $\phi_p < \phi_{\text{Д}}$. Отже, двигун за пусковим режимом вибраний правильно.

Усі двигуни, крім двигунів постійного струму послідовного та змішаного збудження, перевіряються на нагрів за еквівалентним середньоквадратичним моментом:

$$M_{\text{Э}} = \sqrt{\frac{M_{\Pi}^2 \cdot (t_{p1} + t_{p2} + t_{p4}) + t_y \cdot (M_1^2 + M_2^2 + M_3^2 + M_4^2)}{ПВ \cdot t_{\Pi}}} \quad (1.18)$$

де $t_{p1}, t_{p2}, t_{p3}, t_{p4}$ - час розгону при підйомі вантажу та вантажосхопного пристрою відповідно;

t_y - середня тривалість роботи двигуна в секундах з усталеною швидкістю;

M_1, M_2, M_3, M_4 - обертальні моменти на валі двигуна при підйомі номінального вантажосхопного пристрою, опусканні вантажу та вантажосхопного пристрою відповідно;

$PВ$ - відносна тривалість вмикання (5К – ПВ – 40%);

$t_{Ц}$ - середня тривалість циклу.

Середня тривалість робочого циклу кранів може бути такою: для цехів механічних – 145...240 с; збиральних – 120...145 с ; ремонтних – 180...240 с; ливарних – 120...145 с.

$$M_1 = M_C = 871,12$$

Обертальний момент у процесі підйому вантажосхопного пристрою

$$M_2 = \frac{G \cdot D_E}{2 \cdot u \cdot i_p \cdot \eta'_M} = 78,4 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.19)$$

де G - вага вантажосхопного пристрою, застосуємо

$$G = 0.05Q = 25000 \text{ Н};$$

η'_M - ККД частково навантаженого механізму (застосуємо $\eta'_M = 0,5$)

Обертальний момент у процесі підйому номінального вантажу

$$M_3 = \frac{Q \cdot D_E \cdot \eta_M}{2 \cdot u \cdot i_p} = 705,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

У процесі опускання вантажосхопного пристрою

$$M_4 = M_{TP} - \frac{G \cdot D_E}{2 \cdot u \cdot i_p} = 0$$

де M_{TP} - момент від сил тертя у механізму

$$M_{TP} = M_2 \cdot (1 - \eta'_M) = 39,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Тривалість розгону

$$t_{p1} = \frac{1}{M_{II} - M_C} \cdot \left[(1,1\dots1,2) \cdot \frac{J_1 \cdot n_{ДВ}}{9,55} + \frac{Q \cdot D_B^2 \cdot n_{ДВ}}{38,2 \cdot i_p^2 \cdot u^2 \cdot \eta_M} \right] = 0,7 \text{ с}$$

$$t_{p2} = 0,20 \text{ с}$$

$$t_{p4} = 0,18 \text{ с}$$
(1.20)

Час пуску в процесі опускання вантажу заданої маси t_{p3} приймемо умовно рівним нулю із-за дії великого рухомого моменту, що дорівнює сумі максимального двигуна та моменту від вантажу

$$M_{\mathcal{E}} = 560,9 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Середня тривалість усталеної роботи двигуна і постійною швидкістю за одну операцію

$$t_Y = \frac{t_{II} \cdot ПБ - (t_{p1} + t_{p2} + t_{p4}) - 4t_T}{4} = 18,7 \text{ с}$$

де t_T - час гальмування механізму – застосуємо у попередньому розрахунку для групи режиму роботи: 5К – 1 с.

Еквівалента потужність двигуна

$$N_{\mathcal{E}} = \frac{M_{\mathcal{E}} \cdot n_{ДВ}}{9550} = 33,2 \text{ кВт}$$

Вибір двигуна вважається правильним, якщо виконується умова $N_{\mathcal{E}} < N_{ДВ}$:

$$N_{\mathcal{E}} = 33,2 < N_{ДВ} = 60 \text{ кВт}$$

Це гарантує, що двигун не буде перегріватися під час тривалої роботи та забезпечить стабільне функціонування механізму.

Таким чином, комплексна перевірка електродвигуна за пусковими та тепловими характеристиками є необхідною умовою забезпечення надійності та безпеки роботи підйомного механізму мостового крана.

1.5 Вибір гальма

Надійна робота механізму підйому вантажу неможлива без ефективної гальмівної системи, яка забезпечує зупинку та утримання вантажу у заданому положенні. Вибір гальма є важливим етапом проектування, оскільки воно повинно гарантувати безпечну експлуатацію крана в усіх режимах роботи.

Розрахунок гальмівного моменту виконується з урахуванням навантаження на механізм і необхідного запасу гальмування. Розрахункове значення гальмівного моменту визначається за залежністю:

$$M_T = k_T \cdot M_3 = 1058,4 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.22)$$

де k_T - коефіцієнт запасу гальмування (для групи режиму роботи механізму 3М – 1,5).

За одержаною величиною M_T вибираємо гальмо ТКГ-400У2 м, яке здатне розвинути гальмівний момент до 1500 Н·м.

Для з'єднання швидкохідного валу редуктора з проміжним валом застосуємо зубчасту муфту з гальмівним шківом 400 мм, яка може передати обертальний момент 5750 Н·м.

Отже, обране гальмо та елементи з'єднання забезпечують необхідний рівень безпеки, ефективності гальмування та надійності роботи механізму підйому в заданих умовах експлуатації.

2. РОЗРАХУНОК ДОПОМІЖНОГО МЕХАНІЗМУ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

Розрахунок механізму підйому вантажу починаємо з вибору типу поліспада.

Вибір кратності поліспада визначається вантажопідйомністю крану та загальною компоновкою візка.

Застосуємо поліспаст з кратністю $u = 4$ (рис. 1.1)

2.1 Розрахунок канату

Мінімальний діаметр канату d в мм визначається за формулою

$$d = C\sqrt{S} = 12,9 \text{ мм}$$

де C - коефіцієнт вибору канату мінімальний, що визначається за формулою;

S - максимальне натягнення канату в Н

$$C = \sqrt{\frac{Z_p}{K'} \cdot \frac{1}{R_0}} = 0,101$$

де K' - емпіричний коефіцієнт мінімального розривного навантаження канату даної конструкції; для звичайно застосованих у ВПМ канатів від 6х19 з органічним сердечником $K' = 0.33$.

R_0 - мінімальна межа міцності на розтягання дротів канату, Н/мм²; у ВПМ застосовують канати з $R_0 = 1666 \text{ Н/мм}^2$.

$Z_p = 5,6$ - мінімальний фактичний коефіцієнт використання, що залежить від класифікаційної групи.

$$S = \frac{Q}{m \cdot \eta_{\Pi}} = 16346 \text{ Н} \quad (2.1)$$

де m - кількість ниток на яких висить вантаж:

$$m = u \cdot a = 8$$

де a - кількість ниток, які збігають з барабана;

η_{Π} - ККД поліспасти.

ККД поліспасти при збіганні канату з рухомого блока

$$\eta_{\Pi} = \frac{1 - \eta_{\delta}^u}{(1 - \eta_{\delta})u} = 0,956 \quad (2.2)$$

де η_{δ} - ККД блока з урахуванням жорсткості канату для блока на підшипниках котіння $\eta_{\delta} = 0,97...0,98$.

Застосуємо канат подвійного сукання типу ЛК-Р 6х19 дротів з одним органічним сердечником діаметром 18-Г-І-Н-1770 мм ГОСТ 2688-80.

Перевіримо канат на розривне зусилля:

$$F = S \cdot Z_p = 91537 \text{ Н} \quad (2.3)$$

$$F_p = 148000 \text{ Н} > 91537 \text{ Н}$$

2.2 Визначення загальних розмірів барабану

Мінімальний діаметр барабану D_1 , блоків D_2 , вирівнювальних блоків D_3 , що виміряні посередині лінії навитого канату

$$\begin{aligned} D_1 &\geq h_1 \cdot d = 258 \\ D_2 &= h_2 \cdot d = 289 \\ D_3 &= h_3 \cdot d = 206 \end{aligned} \quad (2.4)$$

де h_1, h_2, h_3 - коефіцієнти вибору діаметрів барабану, блоків, вирівнювальних блоків відповідно.

Застосуємо $D_1 = 390$ мм; $D_3 = 300$ мм; $D_2 = 250$ мм.

Блоки виготовляють з чавуну марок С 415-32, С 418-36, сталі марки 45Л, магнієвого сплаву марки МЛ-5-Т4.

Застосуємо чавун С 415-32.

Загальна довжина барабану

$$L_B = 2l + l_{ГЛ} + 2a \quad (2.5)$$

де l - довжина нарізки на одній половині барабану;

$l_{ГЛ}$ - довжина не нарізаної частини барабану між гілками правої та лівої нарізок;

a - довжина частини барабану, яка необхідна для закріплення кінця канату (застосуємо не менш 3-4 кроків нарізки).

Число витків нарізки на одній половині барабану

$$Z = \frac{H \cdot u}{\pi \cdot D_1} + (1.5...2) = 42,83 \quad (2.6)$$

де $1.5 \div 2$ - число запасних витків, необхідних для зменшення натяжіння канату в місці його кріплення до барабану. Застосуємо $Z = 43$.

Тоді

$$l = Z \cdot t = 860 \text{ мм} \quad (2.7)$$

де t - крок нарізки, який призначається в залежності від діаметра канату.

При $d = 18 \text{ мм}$ $t = 20 \text{ мм}$.

Довжина середньої не нарізаної частини барабану $l_{ГЛ}$ залежить від відстані між вісями канавок крайніх блоків підвіски b , від довжини між вісями барабану та блоків підвіски у її крайнім верхньому положенням h_{min} та припустимого кута відхилення канату від вертикалі α .

$$l_{ГЛ} = b - h_{min} \quad (2.8)$$

Оскільки величина h_{min} може бути визначена тільки після закінчення компоновки візка, то попередньо можна застосовувати $l_{ГЛ} = b = 200 \text{ мм}$, що забезпечить нормальне набігання канату в самому верхньому положенні підвіски.

Загальна довжина барабану

$$l_B = 1600 \text{ мм.}$$

2.3 Вибір електродвигуна та редуктора

Потужність двигуна, що необхідна для підйому вантажу з сталою швидкістю $V_{ГР}$

$$N = \frac{Q \cdot V_{ГР}}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_M} = 13,89 \text{ кВт} \quad (2.9)$$

де $\eta_M = 0,9$ - ККД механізму.

За каталогом вибираємо найбільш близький двигун меншої потужності з подальшою його перевіркою на час пуску та за умовам нагріву.

Застосуємо двигун 4МТН 225LB-Y1, що має $N = 37$ кВт при групі режиму роботи 5К, $n_{ДВ} = 720$ об/хв, максимальний момент 1400 Н·м, момент інерції ротора $J_p = 0,145$ кг·м², маса двигуна 537 кг, діаметр вихідного валу $d = 60$ мм. Для з'єднання двигуна з проміжним валом приймаємо зубчасту муфту з максимальним обертальним моментом 1900 Н·м, моментом інерції $J_M = 0,255$ кг·м², $d = 70$ мм.

Редуктор для механізму підйому вибираємо за числом обертів вхідного валу (у даному випадку $n_{ВХ} = n_{ДВ}$), з урахуванням групи режиму роботи, потужності, що підводиться до редуктора, та передавального числа редуктора i_p :

$$i_p = \frac{n_{ДВ}}{n_B} = 36,74 \quad (2.10)$$

де n_B - частота обертання барабану.

$$n_B = \frac{V_{ГР} \cdot u}{3.14 \cdot D_B} = 19,6 \text{ об/хв} \quad (2.11)$$

За каталогом на кранові редуктори з умов компоновки механізму вибираємо редуктор Ц2-500-25-32МУ2 з передавальним числом 24,9 з тихохідним валом за схемою М.

2.4 Перевірка двигуна

В період-пуску двигун переборює статичний момент опору від вантажу та сил тертя в елементах механізму M_C , момент опору M_{II1} від сил інерції поступально та M_{II2} від сил інерції обертально рухомих мас приводу.

$$M_{II} = M_C + M_{II1} + M_{II2} \quad (2.12)$$

$$M_C = \frac{Q \cdot D_B}{2 \cdot u \cdot i_p \cdot \eta_M} = 271,92 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.13)$$

рівноприскореному розгоні динамічний момент

$$M_{II1} = \frac{m_Q \cdot D_B \cdot V_{ГР}}{2 \cdot u \cdot i_p \cdot \eta_M \cdot t_p} = 5,44 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.14)$$

де $V_{ГР}$ - швидкість вантажу;

m_Q - маса вантажу;

$$V_{ГР} = \frac{\pi \cdot D_B \cdot n_{ДВ}}{60 \cdot u \cdot i_p} = 0,148 \text{ м/с}$$

t_p - час розгону механізму.

При виборі тривалості розгону приводу необхідно зважати на рекомендації для прискорень: для кранів монтажних, що транспортують рідкі метали - $a \leq 0.1$ м/с; для кранів механо-збиральних цехів - $a \leq 0.2$ м/с; для кранів металургійних цехів - $a \leq 0.5$ м/с; для грейферних кранів - $a \leq 0.8$ м/с; для кранів, що виконують масові перевантажувальні роботи - $a \leq 0.6 \dots 0.8$ м/с:

$$t_p = \frac{V_{ГР}}{a} = 0,738 \text{ с}$$

$$M_{II2} = c \cdot \frac{J_1 \cdot n_{ДВ}}{9,55 \cdot t_p} = 217,68 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де $c = 1.15 \dots 1.25$ - коефіцієнт, що враховує вплив маси приводу на другому, третьому тощо валах;

J_1 - момент інерції обертальних елементів приводу, що розташовані на першому валу (ротора двигуна J_p , з'єднувальної муфти J_{M1} та муфти з гальмівним шківом J_{M2}).

$$J_1 = J_p + J_{M1} + J_{M2} = 1,775 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

$$M_{II} = 495,04 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Номінальний момент двигуна

$$M_H = 9550 \frac{N}{n} = 490,8 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2.15)$$

Розрахунковий коефіцієнт перевантаження відносно номінального моменту

$$\phi_p = M_{II} / M_H = 1,009 \quad (2.16)$$

Припустимий коефіцієнт перевантаження

$$\phi_D = M_{II\max} / M_H \quad (2.17)$$

де $M_{II\max}$ - максимальний пусковий момент у процесі розгону.

При правильному виборі двигуна $\phi_p < \phi_D$. Отже, двигун за пусковим режимом вибраний правильно.

Усі двигуни, крім двигунів постійного струму послідовного та змішаного збудження, перевіряються на нагрів за еквівалентним середньоквадратичним моментом:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{\frac{M_{II}^2 \cdot (t_{p1} + t_{p2} + t_{p4}) + t_y \cdot (M_1^2 + M_2^2 + M_3^2 + M_4^2)}{ПВ \cdot t_{Ц}}} \quad (2.18)$$

де $t_{p1}, t_{p2}, t_{p3}, t_{p4}$ - час розгону при підйомі вантажу та вантажосхопного пристрою відповідно;

t_y - середня тривалість роботи двигуна в секундах з усталеною швидкістю;

M_1, M_2, M_3, M_4 - обертальні моменти на валі двигуна при підйомі номінального вантажосхопного пристрою, опусканні вантажу та вантажосхопного пристрою відповідно;

$ПВ$ - відносна тривалість вмикання (5К – ПВ – 40%);

$t_{Ц}$ - середня тривалість циклу.

Середня тривалість робочого циклу кранів може бути такою: для цехів механічних – 145...240 с; збиральних – 120...145 с ; ремонтних – 180...240 с; ливарних – 120...145 с.

$$M_1 = M_C = 271,92$$

Обертальний момент у процесі підйому вантажосхопного пристрою

$$M_2 = \frac{G \cdot D_E}{2 \cdot u \cdot i_p \cdot \eta_M} = 24,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.19)$$

де G - вага вантажосхопного пристрою, застосуємо

$$G = 0.05Q = 25000 \text{ Н};$$

η'_M - ККД частково навантаженого механізму (застосуємо $\eta'_M = 0,5$)

Обертальний момент у процесі підйому номінального вантажу

$$M_3 = \frac{Q \cdot D_B \cdot \eta'_M}{2 \cdot u \cdot i_p} = 220,3 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

У процесі опускання вантажосхопного пристрою

$$M_4 = M_{TP} - \frac{G \cdot D_B}{2 \cdot u \cdot i_p} = 0$$

де M_{TP} - момент від сил тертя у механізму

$$M_{TP} = M_2 \cdot (1 - \eta'_M) = 12,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Тривалість розгону

$$t_{p1} = \frac{1}{M_{II} - M_C} \cdot \left[(1,1 \dots 1,2) \cdot \frac{J_1 \cdot n_{ДВ}}{9,55} + \frac{Q \cdot D_B^2 \cdot n_{ДВ}}{38,2 \cdot i_p^2 \cdot u^2 \cdot \eta_M} \right] = 0,9 \text{ с}$$

$$t_{p2} = 0,43 \text{ с} \quad (2.20)$$

$$t_{p4} = 0,41 \text{ с}$$

Час пуску в процесі опускання вантажу заданої маси t_{p3} приймемо умовно рівним нулю із-за дії великого рухомого моменту, що дорівнює сумі максимального двигуна та моменту від вантажу

$$M_{\mathcal{E}} = 184,0 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Середня тривалість усталеної роботи двигуна і постійною швидкістю за одну операцію

$$t_y = \frac{t_{ц\cdot ПВ} - (t_{p1} + t_{p2} + t_{p4}) - 4t_T}{4} = 18,6 \text{ с}$$

де t_T - час гальмування механізму – застосуємо у попередньому розрахунку для групи режиму роботи: 5К – 1 с.

Еквівалента потужність двигуна

$$N_{\text{Э}} = \frac{M_{\text{Э}} \cdot n_{\text{ДВ}}}{9550} = 13,9 \text{ кВт}$$

Вибір двигуна вважається задовільним, якщо $N_{\text{Э}} < N_{\text{ДВ}}$:

$$N_{\text{Э}} = 13,9 < N_{\text{ДВ}} = 37 \text{ кВт}$$

2.5 Вибір гальма

Гальмівний момент механізму підйому

$$M_T = k_T \cdot M_3 = 330,4 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (2.22)$$

Іє k_T - коефіцієнт запасу гальмування (для групи режиму роботи механізму 3М – 1,5).

За одержаною величиною M_T вибираємо гальмо ТКГ-400У2 м, яке здатне розвинути гальмівний момент до 1500 Н·м.

Для з'єднання швидкохідного валу редуктора з проміжним валом застосуємо зубчасту муфту з гальмівним шківом 400 мм, яка може передати обертальний момент 5750 Н·м.

3. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

3.1 Вибір кінематичної схеми

Проектування механізму пересування вантажного візка мостового крана починається з вибору раціональної кінематичної схеми, яка визначає взаємне розташування та спосіб з'єднання основних елементів приводу. Від правильності цього вибору залежать експлуатаційні характеристики механізму, зокрема його надійність, плавність руху та ефективність передачі енергії.

Типова кінематична схема (рис. 3.1) механізму пересування включає електродвигун, гальмівний пристрій, редуктор і ходові колеса, які безпосередньо взаємодіють з рейковим шляхом. Передача крутного моменту від двигуна до коліс здійснюється через систему валів і з'єднувальних елементів.

З'єднання вала електродвигуна зі швидкохідним валом редуктора, як правило, реалізується за допомогою зубчастої муфти. Такий тип з'єднання дозволяє компенсувати незначні перекося валів, зменшує динамічні навантаження та забезпечує надійну передачу обертового моменту.

Розташування гальмівного пристрою в механізмі пересування може бути виконане у різних варіантах, що є однією з відмінностей від механізму підйому. Гальмо допускається встановлювати як на валу електродвигуна, так і на швидкохідному валу редуктора. У випадку розміщення гальма в зоні з'єднувальної муфти одна з її півмуфт конструктивно виконується у вигляді гальмівного шківів, що дозволяє поєднати функції передачі моменту та гальмування.

Передача обертового руху від тихохідного вала редуктора до привідних ходових коліс здійснюється за допомогою проміжних валів і зубчастих муфт. Така схема забезпечує необхідну жорсткість передачі, зручність монтажу та можливість компенсації неточностей взаємного розташування елементів.

Отже, обрана кінематична схема механізму пересування візка забезпечує ефективну передачу енергії, надійну роботу приводу та відповідає вимогам експлуатації мостових кранів.

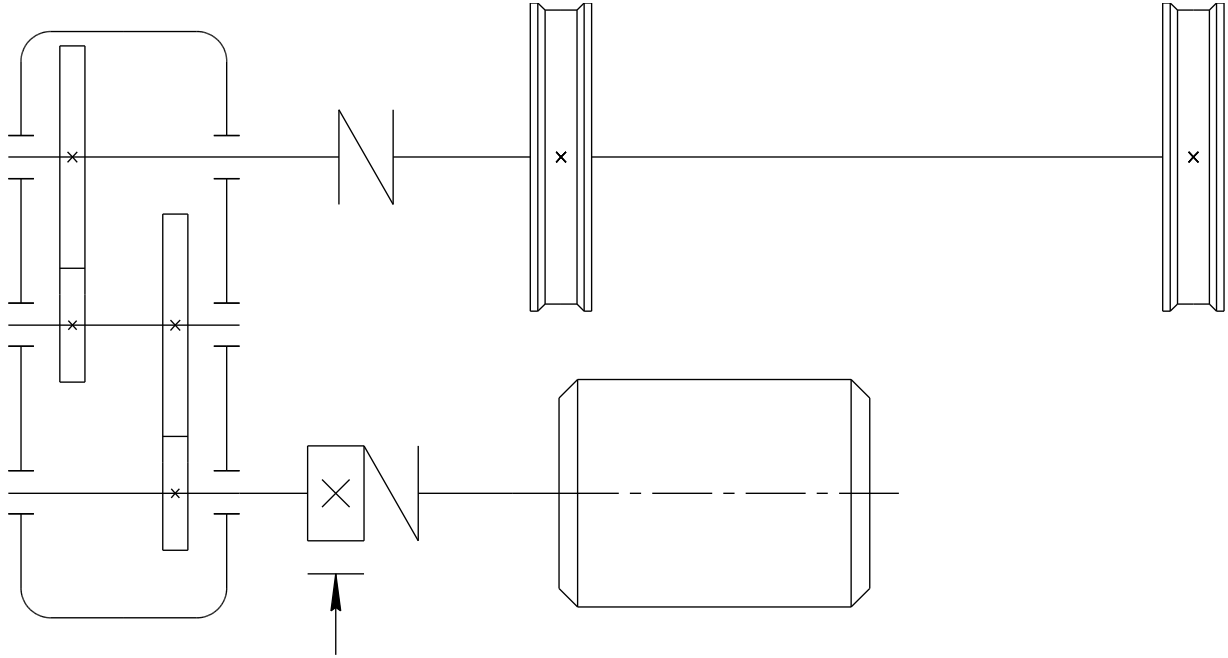


Рисунок 3.1 Кінематична схема механізму пересування візка

3.2 Вибір та розрахунок ходових коліс

Одним із важливих етапів проєктування механізму пересування візка є вибір та перевірка ходових коліс, які забезпечують переміщення візка по рейковому шляху. Від правильності їх розрахунку залежать надійність роботи механізму, довговічність елементів та безпечність експлуатації крана.

Тиснення на одне ходове колесо визначається з умов, що власна вага візка та вантажу розподіляється рівномірно на усі чотири колеса:

$$F_C = \frac{G_T + Q}{4} = 169145 \text{ Н} \quad (3.1)$$

де G_T - вага візка.

Діаметр ходових коліс в залежності від вантажопідйомності вибирається за таблицями.

Застосуємо ходові колеса з циліндричним ободом з ребордами, діаметром $D_{ХК} = 200$ мм. Діаметр цапфи валу ходового колеса

$$d_{Ц} = (0,2 \dots 0,25) D_{ХК}$$

застосуємо $d_{Ц} = 100$ мм.

Матеріал колеса: сталь 45 з твердістю поверхні обода не нижче НВ=300.

Вибираємо підвізкового рельса Р38.

Найбільше допустиме навантаження на дворобордні колеса при швидкості пересування 48 м/хв, групі режиму роботи механізму 4М, діаметрі ходового колеса 500 мм складає 42500 Н.

Навантаження, що діє на колесо, викликає контактні напруження та пластичну деформацію, стомлене зруйнування, зношення коліс та рійок.

Значне навантаження на колесо у процесі роботи може змінюватись в дуже широкому діапазоні, тому крім розрахунку на зминання при максимальному навантаженні у кранів що інтенсивно працюють, ходові колеса мають бути розраховані на довговічність у процесі дії сталого навантаження, еквівалентного за заданим строком служби реальному змінному навантаженню.

В залежності від типу поверхні котіння колеса та рійки розрізняють лінійний та початковий контакт.

У даному випадку маємо лінійний контакт (рійку Р 38 має плоску головку).

Ефективні напруження зминання у лінійному контакті циліндричного колеса з плоским рельсом:

$$\delta_{\Sigma} = 1,67 \cdot 10^{-4} k_f \sqrt{\frac{F \cdot E}{b \cdot R}} \leq [\delta_{\Sigma}] \quad (3.2)$$

де b - робоча ширина головки рельса без урахування закруглення;

$$b = 0,032 \text{ м};$$

k_f - коефіцієнт, що враховує вплив тангенційного навантаження (сили тертя) на роботу веденого та ведучого ходових коліс береться залежно від групи режиму роботи механізму. Для 4-ї групи режиму роботи $k_f = 1$ для групи 5К.

E - зведений модуль пружності

$$E = \frac{2E_1E_2}{(E_1 + E_2)} \quad (3.3)$$

де E_1, E_2 - модулі пружності матеріалів колеса та рельса, МПа.

$$E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа для сталі.}$$

F - зведене розрахункове навантаження

$$F = k_T \cdot k_H \cdot F_C$$

де k_H - коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження в межах ширини рельса: для плоских рельсів значення коефіцієнту $k_H = 1.1$ залежить від перекосу відносно рельса, зумовленого станом підкранових колій, похибками у встановленні коліс тощо, однак його середнє значення можна прийняти $k_H = 2$;

k_T - коефіцієнт наштовхів, що враховує вплив вертикального динамічного навантаження, яке виникає при пересуванні крану через похибку укладання колії та вплив стиків. В залежності від швидкості пересування можна прийняти такі його значення: при швидкості $V_T = 48$ м/хв приймаємо $k_T = 1.1$.

$$F = 372119 \text{ Н}$$

R - радіус колеса, $R = 0,25$ м.

Припустиме значення ефективних напружень $[\delta_3]$, залежить від матеріалу коліс та строку служби, навантаження. У практичних розрахунках можна прийняти $[\delta_3] = (2,5 \dots 3,0)$ НВ, для сталі 45 - $[\delta_3] = 510$ МПа.

$$\delta_3 = 522 \text{ МПа.}$$

3.3 Вибір електродвигуна та редуктора

Вибір приводу механізму пересування вантажного візка здійснюється на основі визначення необхідної потужності електродвигуна, яка забезпечує подолання всіх сил опору при русі з номінальним навантаженням. Після попереднього підбору двигун обов'язково перевіряється за пусковими режимами та умовами нагрівання.

Під час переміщення візка по підкранових коліях електродвигун повинен компенсувати сумарний опір руху, який включає:

- сили тертя котіння ходових коліс по рейках;
- втрати на тертя в підшипникових вузлах;
- додаткові опори, викликані контактом реборд коліс із головкою рейки;
- інерційні сили при розгоні;
- за потреби — вітрове навантаження та вплив ухилу колії.

Слід зазначити, що опір від вітрового навантаження враховується лише для кранів, які працюють на відкритих майданчиках, а вплив ухилу рейкового шляху — у випадках значного похилу. У типовому розрахунку ці фактори можуть не враховуватись.

Сумарний статичний опір пересуванню візка при рівномірному русі визначається за залежністю:

$$W = \frac{(G_T + Q)}{D_{ХК}} \cdot (2\mu + f \cdot d_{Ц})k_p \quad (3.4)$$

де $n = 4$ - коефіцієнт тертя котіння ходового колеса по рельсу, при рельсі типу Р38 та діаметрі колеса 500 мм - $\mu = 0,04$ см;

$m = 2$ - коефіцієнт тертя у підшипниках коліс: при підшипниках котіння приймаємо $f = 0.015$;

k_p - коефіцієнт реборд, що враховує додаткові сили опору від тертя реборд ходових коліс об голівку рельса: для ходових коліс кранових візків, на підшипниках котіння $k_p = 2.5$.

$$W = 6325 \text{ Н}$$

Потужність на валі двигуна, необхідна для пересування візка з вантажем за швидкістю V_T визначається за формулою:

$$N = \frac{W \cdot V_T}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_M \cdot c} = 5,62 \text{ кВт} \quad (3.5)$$

де η_M - ККД механізму;

c - число двигунів у механізмі пересування.

За каталогом на кранові двигуни вибираємо двигун 4МТФ 132LB-6У1 $n_{ДВ} = 935$ об/хв, $N = 7,5$ кВт при групі режиму роботи 4М. Момент інерції ротору - $J_1 = 0,0117$ кг·м², максимальний момент двигуна 195 Н·м.

Передавальне число редуктора

$$i_p = \frac{n_{ДВ}}{n_{ХК}} = \frac{800}{39,8} = 20,1$$

де $n_{ХК}$ - число обертів ходового колеса на хвилину:

$$n_{ХК} = \frac{V_T}{\pi \cdot D_{ХК}} = 30,6 \text{ об/хв} \quad (3.6)$$

За каталогом на кранові редуктори вибираємо вертикальний редуктор ВК550-31,5-33У2 з передавальним числом $i_p = 32,9$.

З'єднання швидкісного валу редуктора здійснюється за допомогою зубчастої муфти з гальмівним шківом з діаметром 160 мм. Момент інерції муфти $k_p = 1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

Таким чином, підібраний електропривід механізму пересування забезпечує необхідну потужність, відповідає умовам експлуатації та гарантує надійну роботу візка при заданих навантаженнях.

3.4 Перевірка двигуна

Вибраний двигун має бути перевірений:

- на умову відсутності буксування (ковзання) привідних коліс у процесі розгону;
- на умову нагрівання.

Еквівалентна потужність двигуна механізму пересування візка визначається за методикою ВНИИПТМАШ.

Потужність, необхідна для пересування візка з номінальною швидкістю

$$N_B = \frac{M_{СТ} \cdot n}{9550} = 5,3 \text{ кВт} \quad (3.7)$$

де $M_{СТ}$ - статичний момент опору пересування навантаженого візка, що зведений до валу двигуна

$$M_{CT} = \frac{W \cdot D_{XK}}{2 \cdot i_p \cdot \eta_M} = 55,8 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.8)$$

де η_M - ККД механізму пересування візка – приймаємо $\eta_M = 0.9$.

Час пуску приводу

$$t_{II} = \frac{I_{II} \cdot \omega}{M_{IICT} - M_{CT}} = 11,3 \text{ с} \quad (3.9)$$

де M'_{CT} - зведений до валу двигуна момент інерції обертально та поступально рухомих мас

$$I_{II} = \delta \cdot I_{PM} + \frac{(m_T + m_{TP}) \cdot R_{XK}^2}{i_p^2 \cdot \eta_M} = 4,859 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \quad (3.10)$$

де I_{PM} - момент інерції ротора двигуна та муфт (у тому числі з гальмівним шківом):

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

$$I_{PM} = 0,0832 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$$

m_T - маса візка з гаковою підвіскою

$$m_T = 18000 \text{ кг}$$

M_{IICT} - середньопусковий момент

$$M_{IICT} = \phi_{CP} \cdot M_H = 96,9 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.11)$$

де ϕ_{CP} - середня кратність пускового моменту для асинхронного електродвигуна з фазовим ротором $\phi_{CP} = 1,5 \dots 1,7$. Приймаємо $\phi_{CP} = 1,6$.

M_H - номінальний момент

$$M_H = 9550 \cdot (N/n) = 60,5 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.12)$$

ω - кутова швидкість електродвигуна

$$\omega = \frac{(\pi \cdot n)}{30} = 95,8 \text{ рад/с}$$

Середній час робочої операції пересування візка

$$t_p = \frac{L_p}{v_T} = 7,5 \text{ с} \quad (3.13)$$

де L_p - середня робоча відстань пересування візка. $L = 6 \text{ м}$.

Відношення часу руху до середнього часу робочої операції

$$\frac{t_{\Pi}}{t_p} = 1,51$$

За графіком знаходимо значення коефіцієнту ν в залежності від $\frac{t_{\Pi}}{t_p}$

$$\nu = \frac{N_{\Sigma}}{N_H} = 1,9$$

Звідки

$$N_{\Sigma} = \nu \cdot N_H = 11,0 \text{ кВт} \quad (3.14)$$

Для групи режиму роботи 3М еквівалентна потужність двигуна

$$N_{\Sigma 4M} = k \cdot N_{\Sigma} = 5,5 \text{ кВт} \quad (3.15)$$

де k - коефіцієнт, що приймаємо в залежності від групи режиму роботи.

Двигун, що вибраний раніше, задовольняє умовам нагрівання ($N_{\text{э}} < N_{\text{ДВ}}$).

Для забезпечення запасу зчеплення ($k_{\text{сц}} = 1,2$): у процесі пуску не навантаженого візка прискорення його має бути не більше значення обчисленого за формулою

$$a \left[\frac{G_{\text{сц}}}{G_{\text{Т}}} \cdot \left(\frac{\phi}{k_{\text{сц}}} + \frac{f \cdot d_{\text{ц}}}{D_{\text{ХК}}} \right) - \frac{2 \cdot \mu + f \cdot d_{\text{ц}}}{D_{\text{ХК}}} \cdot k_{\text{р}} \right]_{\text{Пmax}} \quad \text{м/с}^2 \quad (3.16)$$

де ϕ - коефіцієнт зчеплення ведучого колеса з рельсом: для кранів, що працюють у закритих приміщеннях $\phi = 0,2$; $\mu = 0,04$; $k = 2$.

$G_{\text{сц}}$ - зчїпна вага візка, у загальному випадку за допомогою рівнянь статички визначаємо навантаження на приводному колесі не навантаженого візка. Приймаємо

$$G_{\text{сц}} = G_{\text{Т}} \cdot \frac{m}{n} = 25000 \text{ Н} \quad (3.17)$$

де n - загальне число ходових коліс, $n = 4$;

m - число ведучих коліс, $m = 2$.

Фактичне прискорення у процесі розгону не навантаженого візка

$$a_{\text{ПФ}} = \frac{V_{\text{Т}}}{t_{\text{П}}} = 0,067 \text{ м/с}^2 \quad (3.18)$$

де $V_{\text{Т}}$ - фактична швидкість пересування візка з номінальна вантажем

$$V_{\text{Т}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ХК}} \cdot n_{\text{К}}}{60} = 0,76 \text{ м/с} \quad (3.19)$$

де $n_{\text{К}}$ - фактична частота обертання колеса

$$n_K = \frac{n_{ДВ}}{i_p} = 29,0 \text{ об/хв} \quad (3.20)$$

Коефіцієнт запасу зчеплення приводних коліс з рельсом

$$k_{СЦ} = \frac{G_{СЦ} \cdot \phi}{W_{СТ.0} + G_T \cdot \left(\frac{V_T}{t_{II} \cdot g} - \frac{m}{n} f \frac{d}{D_{Х.К}} \right)} = 5,94 > 1,2 \quad (3.21)$$

Сила опору візка без урахування вітру та ухилу при установленому русі для не навантаженого крану.

$$W_{СТ0} = \frac{G_T}{D_{ХК}} (2\mu + f d_{II}) \cdot k_p = 575 \text{ Н}$$

У результаті проведених розрахунків встановлено, що обраний електродвигун відповідає як умовам нагрівання, так і вимогам зчеплення ходових коліс із рейкою. Це підтверджує правильність його вибору та забезпечує надійну роботу механізму пересування візка.

3.5 Розрахунок гальмівного моменту та вибір гальма

Забезпечення ефективного та безпечного гальмування механізму пересування візка є важливою умовою його надійної експлуатації. Гальмівний пристрій повинен гарантувати зупинку візка на допустимій відстані без втрати зчеплення ходових коліс із рейковим шляхом.

У процесі гальмування візка без вантажу припустиме максимальне прискорення, що забезпечує запас зчеплення коліс з рельсом 1,2, визначається за формулою:

$$a_T = \left[\frac{G_{CII}}{G_T} \left(\frac{\phi}{k_{CII}} - \frac{f d_{II}}{D_{XK}} \right) + \frac{(f d_{II} + 2\mu)}{D_{XK}} \right] \cdot g = 0,848 \text{ м/с}^2 \quad (3.22)$$

У формулі прийнято $k_p = 1$, що іде у запас при визначенні a_T .

Час гальмування візка без вантажу

$$t_T = \frac{V_T}{a_T} = 0,896 \text{ с} \quad (3.23)$$

Припустиме значення гальмівної відстані

$$S_T = \frac{V_T^2}{5400} = 0,385 \text{ м} \quad (3.24)$$

де $V_T = 48 \text{ м/хв}$ - швидкість пересування візка.

Мінімально припустимий час гальмування

$$t_{Tmin} = \frac{2 \cdot S_T}{V_T} \text{ с} \quad (3.25)$$

Гальмівний момент знаходять по формулі:

$$M_T = \frac{I'_{ПП} \cdot \omega}{M'_{CT} + M_T} \quad (3.26)$$

тоді гальмівний момент

$$M_T = \frac{I'_{ПП} \cdot \omega}{t_T} - M'_{CT} \quad (3.27)$$

де M'_{CT} - гальмівний момент сил опору пересування не навантаженого візка у процесі гальмування, зведений до валу двигуна, Н·м

$$M'_{CT} = \frac{W'_{CT} \cdot R_{XK} \cdot \eta_M}{i_p} = 0,929 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.28)$$

$$W'_{CT} = G_T \cdot \left(\frac{f \cdot d_{Ц} + 2 \cdot \mu}{D_{XK}} - \alpha \right) = 130 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (3.29)$$

$$I'_{ПП} = \delta \cdot I_{PM} + \frac{m_T \cdot R_{XK}^2 \cdot \eta_M}{i_p^2} = 1,120 \text{ кг}\cdot\text{м} \quad (3.30)$$

Підставляючи значення M'_{CT} , $I'_{ПП}$ в (3.27) отримуємо величину гальмівного моменту

$$M_T = 118,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

приймаємо колодкеве гальмо типу ТКГ-160У2 з гідроштовкачем з найбільшим гальмівним моментом 100 Н·м, діаметром гальмівного шківу 160 мм, шириною колодки 75 мм; тип гідроштовхача ТЭГ-10 із зусиллям 160 Н.

Гальмо регулюють на необхідний гальмівний момент.

Таким чином, обраний гальмівний пристрій повністю відповідає розрахунковим вимогам і забезпечує безпечну експлуатацію механізму пересування візка.

4. РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНУ

Механізм пересування мостового крана є складовою частиною його приводу, що забезпечує переміщення всієї конструкції по підкранових коліях. У даному випадку застосовується схема з роздільним приводом, при якій кожна сторона крана має власний електропривід. Такий підхід дозволяє підвищити надійність роботи механізму та забезпечити більш рівномірний розподіл навантаження між ходовими колесами.

Кінематична схема механізму включає електродвигун, редуктор, гальмівний пристрій, систему валів і ходові колеса. Передача крутного моменту від двигуна до виконавчих органів здійснюється через послідовність з'єднувальних елементів.

З'єднання вала електродвигуна зі швидкохідним валом редуктора виконується за допомогою зубчастої муфти. Використання такого типу муфт дозволяє компенсувати незначні перекося валів, зменшити динамічні навантаження та забезпечити надійну передачу обертового моменту.

Передача обертання від редуктора до ходового колеса реалізується через проміжний вал, який з'єднується з відповідними валами за допомогою двох зубчастих муфт. Така конструкція забезпечує необхідну гнучкість кінематичного ланцюга, полегшує монтаж і дозволяє компенсувати можливі неточності взаємного розташування елементів.

Гальмівний пристрій встановлюється на швидкохідному валу редуктора. Таке розташування є доцільним з точки зору зменшення гальмівного моменту, який необхідно реалізувати, а також забезпечує компактність конструкції та зручність обслуговування.

Кінематична схема механізму пересування крана наведена на рисунку 4.1 і відображає взаємозв'язок усіх основних елементів приводу.

$$d_{II} = (0,2 \dots 0,25) D_{XK} = 160 \text{ мм}$$

d_{II} - діаметр цапфи валу колеса;

$\mu = 0,08$ - коефіцієнт тертя котіння ходового колеса по рельсу;

$k_p = 1,5$ - коефіцієнт, що враховує додатковий опір тертя реборд ходового колеса об голівку рельса;

$\alpha = 0,001$ - ухил колії.

Підставимо значення, наведених вище величин у (4.1), знаходимо:

$$W = 7375 \text{ Н}$$

4.2 Розрахунок потрібної потужності двигуна та вибір редуктора

Потужність електродвигуна визначається з урахуванням інерційних навантажень:

$$N = \frac{W_0 \cdot V_K}{1000 \cdot 60 \cdot \phi_{CP} \cdot \eta_M} \quad (4.2)$$

де $\phi_{CP} = 1,6$ - коефіцієнт перевантаження двигуна (призначається попередньо);

$\eta_M = 0,85$ - ККД механізму пересування;

W_0 - опір пересуванню навантаженого крану з урахуванням сил інерції.

$$W_0 = W + 1,2 \cdot (m_K + m_Q) \cdot a = 25375 \text{ Н}$$

де $a = (0,1 \dots 0,2) \text{ м/с}^2$ – середнє прискорення крану у процесі розгону;

1,2 – коефіцієнт, що враховує обертальні маси.

Підставимо значення W_0 у (4.2), одержимо загальну потрібну потужність приводу

$$N = 23,3 \text{ кВт}$$

Потужність кожного з двох двигунів

$$N_C = 0.6N = 14,0 \text{ кВт}$$

За каталогом вибираємо двигун з фазовим ротором типу МТФ 311-6У2 потужністю $N_D = 15$ кВт, $n_D = 955$ об/хв, момент інерції ротора $J_p = 0,0318$ кг·м², максимальний момент $M_{MAX} = 480$ Н·м.

Для з'єднання валу двигуна з вхідним валом редуктора застосуємо зубчасту муфту з гальмівним шківом діаметром 200 мм. $J_M = 0,08$ кг·м².

Необхідне передавальне число редуктора

$$i_p = \frac{n_D}{n_{ХК}} = 32,5 \quad (4.3)$$

де $n_{ХК}$ - число обертів ходового колеса на хвилину.

$$n_{ХК} = \frac{V_K}{\pi \cdot D_{ХК}} = 29,9 \text{ об/хв}$$

Розрахункова потужність редуктора

$$N_p = K \cdot N_{СТ} = 14,6 \text{ кВт}$$

де

$$N_{СТ} = 0.6 \frac{W \cdot V}{1000 \cdot 60 \cdot 0.85} = 6,5 \text{ кВт}$$

За каталогом вибираємо редуктор типу Ц-250-31,5-17-У2 з передавальним числом $i_p = 31,5$.

Фактична швидкість колеса

$$n_{\phi} = \frac{n_d}{i_p} = 19 \text{ об/хв}$$

4.3 Перевірка двигуна на нагрівання

Перевірку двигуна на нагрівання зробимо відповідно до навантаження двигуна протягом циклу за еквівалентним моментом.

$$M_{\Sigma} = \sqrt{\frac{M_{СРП}^2 \sum t_{II} + \sum M_C^2 \cdot t_Y}{T_{II}}} \quad (4.4)$$

де $M_{СРП}$ - середньо пусковий момент двигуна;

M_C - момент статичного опору, зведеного до валу двигуна;

$\sum t_{II}$ - сумарний термін розгону протягом циклу;

$\sum t_Y$ - сумарний термін усталеного руху у циклі;

T_{II} - термін циклу.

Номінальний момент двигуна

$$M_H = 9550 \frac{N_d}{n_d} = 295,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Середньо пусковий момент двигуна визначається за формулою

$$M_{СРП} = \frac{M_{Imin} + M_{Imax}}{2} = 5662 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

де $M_{\Pi min}$ - мінімальний пусковий момент двигуна у процесі розгону

$$M_{\Pi min} \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$M_{\Pi max}$ - максимальний момент двигуна у процесі розгону

$$M_{\Pi max} \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Термін розгону механізму визначається з рівнянь руху

$$M_{СРП} = M_C + M'_{ИН} + M''_{ИН} \quad (4.5)$$

Момент статичного опору, зведений до валу двигуна, при навантаженому крані становить (для одного приводу)

$$M_C = \frac{W}{2} \cdot \frac{D_{ХК}}{2 \cdot i_p \cdot \eta_M} = 34,7 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (4.6)$$

Момент сил інерції від поступально рухомих мас вантажу m_Q та крану m_G , зведених до валу двигуна,

$$M'_{ИН} = \frac{(m_Q + m_G) D_{ХК}^2 \cdot n_D}{2 \cdot 38,2 \cdot i_p^2 \cdot \eta_M \cdot t_{\Pi}} = \frac{382,4}{t_{\Pi}} \quad (4.7)$$

де t_{Π} - термін розгону (пуску).

Момент на валу двигуна від обертальних мас ротору двигуна та муфти

$$M''_{ИН} = \beta \frac{J \cdot n_D}{9,55 \cdot t_{\Pi}} = \frac{18,14}{t_{\Pi}} \quad (4.8)$$

де $\beta = 1,2$ - коефіцієнт, що враховує маси, що обертаються на інших валах механізму:

J - момент інерції ротору двигуна та муфти, кгс·м²

$$J = J_p + J_M = 0,149 \text{ кгс}\cdot\text{м}^2$$

Підставимо знайдені величини у (4.5), визначимо термін розгону двигуна при номінальному вантажі

$$t_{II} = 0,7 \text{ с} \quad (4.9)$$

Аналогічно визначимо термін розгону двигуна для не навантаженого крану опустимо проміжні обчислення, визначимо:

$$M_{C0} = 17,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M'_{II0} = \frac{191,2}{t_{II0}} \quad (4.10)$$

$$t_{II0} = 0,3 \text{ с} \quad (4.11)$$

Термін циклу роботи механізму:

$$T_{II} = \alpha \cdot (t_{II} + t_{II0} + t_T + t_{T0}) + 2 \cdot t_Y \quad (4.12)$$

де $\alpha = 0,85$ - коефіцієнт, що враховує погіршення умов охолодження у процесах пуску та гальмування;

t_T, t_{T0} - відповідно термін гальмування з вантажем та без вантажу, приймаємо $t_T = t_{II} = 6,5 \text{ с}$, $t_{T0} = t_{II0} = 3,56 \text{ с}$.

Термін усталеного руху визначається за формулою

$$t_Y = \frac{L}{V_{к\Phi}} = 6,4 \text{ с}$$

де $L = 8$ м – пройдена відстань за усталеного руху.

Тоді

$$T_{Ц} = 22,2$$

с

Підставимо усі знайдені величини у (4.4), визначимо

$$M_{Э} = 101,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

(у процесі гальмування $M_C = 0$).

Еквівалентна потужність двигуна

$$N_{Э} = \frac{M_{Э} \cdot n_{Д}}{9550} = 10,3 < 30 \text{ кВт}$$

Таким чином, двигун, що вибраний раніше, задовольняє за умовами нагрівання.

Прискорення у процесі розгону з номінальним вантажем:

$$Q = 50 \text{ т:}$$

$$a_1 = \frac{V_K}{t_{Д}} = 1,8 \text{ м/с}^2$$

без вантажу $Q = 0$:

$$a_2 = \frac{V_K}{t_{т0}} = 4,0 \text{ м/с}^2$$

4.4 Вибір гальма

У процесі гальмування крану необхідно погасити кінетичну енергію мас, що поступально рухаються та обертаються.

Прийmemo час гальмування t_T рівним часу пуску t_{II} .

Величину гальмівного моменту M_T визначаємо з рівняння руху

$$M_T = M'_{ИИТ} + M''_{ИИТ} - M_{СТ} \quad (4.13)$$

(величину M_T визначаємо для не навантаженого крану).

Динамічний момент від маси крану (без вантажу), який приведений до валу гальма (4.10):

$$M'_{ИИТ} = M'_{ИИЮ} \cdot \eta_M^2 = 438,1 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (4.14)$$

Динамічний момент від обертальних мас (4.8)

$$M''_{ИИТ} = M''_{ИИЮ} = 57,5 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (4.15)$$

Опір від сил тертя та ухилу у процесі гальмування

$$W_{СТ} = G_K \left(\frac{f d_{Ц+2} \cdot \mu}{D_{ХК}} - 0,001 \right) = 1625 \text{ Н} \quad (4.16)$$

(у процесі гальмування $k_p = 1$).

Момент опору, який приведений до валу гальма (для одного гальма)

$$M_{СТ} = \frac{W_{СТ}}{2} \cdot \frac{D_{ХК}}{2 \cdot i_p} \eta_M = 5,5 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Підставимо знайдені величини у (4.13).

$$M_T = 490,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Приймаємо гальмо типу ТКГ-200У2, гальмівний момент може бути відрегульований від 100 до 300 Н·м.

4.5 Перевірка зчеплення ходових коліс з рельсом

У процесах розгону та гальмування крану може спостерігатися прослизання привідних ходових коліс відносно рейки, що приведе до інтенсивного зношення ободу коліс. Перевірку зчеплення треба робити при не навантаженому крані для привідного колеса з мінімальним опорним тисненням. Мінімальне опорне тиснення визначаємо за схемою на рис. 4.2.

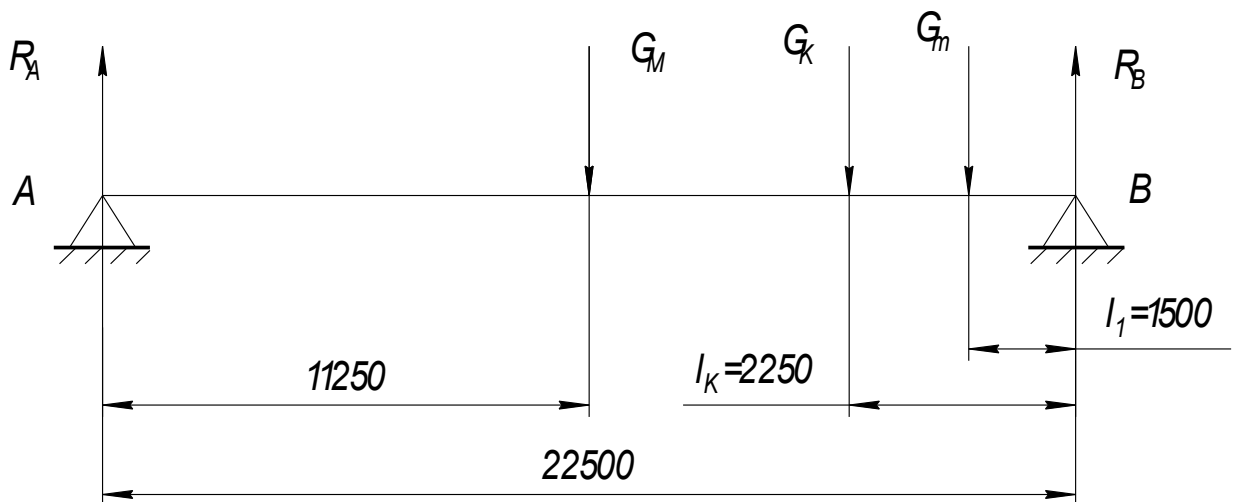


Рисунок 4.2 Розрахункова схема

Тут $G_T = 134000 \text{ Н}$ – вага вантажного візка;

$G_K = 20000 \text{ Н}$ – вага кабіни;

$G_M = 380000 \text{ Н}$ – вага мосту.

Тиснення на ходові колеса опори А $R_A = 19300 \text{ Н}$.

Тиснення на привідне колесо

$$R = \frac{R_A}{2} = \frac{19300}{2} = 9650 \text{ Н}$$

Прослизання (буксування) колеса у процесі розгону крану буде відсутнім, якщо виконується умова

$$\frac{P_{\text{СЦ}}}{P_{\text{ИН}} + W_p} \geq K \quad (4.17)$$

де $P_{\text{СЦ}}$ - сила зачеплення колеса з рельсом:

$$P_{\text{СЦ}} = R \cdot f = 96500 \cdot 0,2 = 19300 \text{ Н}$$

$P_{\text{ИН}}$ - сили інерції від мас, що обертаються та поступово рухаються, які приведені до ободу ходового колеса;

W_p - опір від сил тертя та ухилу колії;

$K > 1.2$ - коефіцієнт запасу зчеплення.

Для визначення W_p треба використовувати (4.1), де замість $(Q + G_K)$ треба підставляти значення R , тоді

$$W_p = 618 \text{ Н.}$$

Для визначення $P_{\text{ИН}}$ треба використовувати (4.8) та (4.10):

$$P_{\text{ИН}} = (M'_{\text{ИН}} + M''_{\text{ИН}}) \frac{i_p}{R_{\text{ХК}}} = 73053 \text{ Н}$$

Підставимо одержані значення у (4.17), визначимо

$$1,4 > 1,2$$

Отже зчеплення привідних коліс з рельсом у процесі розгону забезпечується.

Аналогічну перевірку треба виконувати у процесі гальмування крану.

Прослизання коліс у процесі гальмування (з'явлення юзу) буде відсутнім, якщо виконується умова

$$\frac{P_{сц}}{P_{ин.т} - W_T} \geq K \quad (4.18)$$

Приймаємо час гальмування рівним часу розгону, визначаємо

$$P_{ин.т} = (M'_{ин.т} + M''_{ин.т}) \frac{i_p}{R_{хк}} = 61952 \text{ Н}$$

Для визначення W_T у формулу (4.16) підставимо $G_K = R = \text{Н}$.

При $W_T = 273 \text{ Н}$.

Підставимо знайдені величини у (4.18), визначимо

$$1,3 > 1,2$$

4.6 Розрахунок ходових коліс

Приймаємо для двороборних коліс з циліндричним ободом сталь марки 65Г з твердістю поверхні котіння НВ 320-350 (ГОСТ 1050-74). Ширина поверхні котіння 110 мм. Для таких коліс приймаємо рельс КР 100 із круглою голівкою $R_1 = 40 \text{ см}$.

Ефективні напруження (у МПа) при точковому контакті визначається за методом, який запропонував проф. Ковальський Б. С.:

$$\delta_{\Sigma} = k \cdot k_f \cdot 10^{-2} \cdot \sqrt[3[\delta_{\Sigma}]]{\frac{R_{Bmax}^2}{R_1^2}} \quad (4.19)$$

де k - коефіцієнт, що залежить від відношення $R_2/R_1 < 1$, R_1 - більший з радіусів - R та $R_{ХК}$, R_2 - менший ($R_{ХК}$ - радіус ходового колеса, R - радіус скруглення головки рейки), його значення визначається залежністю

$$k = 0.09 \cdot \sqrt[9]{\frac{R_1^4}{R_2^4}} = 0,09$$

Коефіцієнт k_f враховує вплив тангенційного навантаження (сили тертя) на роботу ведучого та відомого коліс (приймаємо в залежності від групи режиму роботи механізму): для ЗМ - $k_f = 1$.

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} = 2.1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

E - зведений модуль пружності де E_1 та E_2 - модулі пружності матеріалів колеса та рельса, МПа.

$E_1 = E_2 = 2.1 \cdot 10^5$ МПа – для сталі:

$$\delta_{\Sigma} = 458 \text{ МПа} < [\delta_{\Sigma}] = 690 \text{ МПа}$$

R_{Bmax} Н – реакція опори В при навантаженому крані (рис. 4.2), у середині балки діє навантаження ($G_M + Q$). Для сталі 65Г з гартуванням та подальшим відпусканням НВ260 - $[\delta] = 690$ МПа.

5. РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНА

5.1 Вихідні дані

Металоконструкція мостового крана є основним несівним елементом, який сприймає всі навантаження, що виникають у процесі експлуатації, та забезпечує необхідну жорсткість і міцність конструкції.

Міст крана складається з двох головних балок 1 (рис. 5.1), які є основними несівними елементами та сприймають навантаження від вантажу і вантажного візка. Головні балки з'єднані між собою двома кінцевими балками 5, через які навантаження передається на ходові колеса і далі на підкранові колії.

На металоконструкції передбачені допоміжні елементи для забезпечення обслуговування обладнання. Зокрема, площадка 6 призначена для обслуговування механізму пересування крана, а площадка 3 — для доступу до системи струмопідведення вантажного візка 4.

Переміщення вантажного візка здійснюється по підвізкових рейках 2, які укладаються на верхніх поясах головних балок. Таке конструктивне рішення забезпечує ефективну передачу навантажень і рівномірний їх розподіл по довжині балки.

Загальна схема мостового крана наведена на рисунку 5.1, де показано розташування основних елементів конструкції та їх взаємозв'язок.

Таким чином, прийнята конструкція мосту крана з урахуванням позначених елементів є вихідною основою для подальших розрахунків на міцність, жорсткість і стійкість.

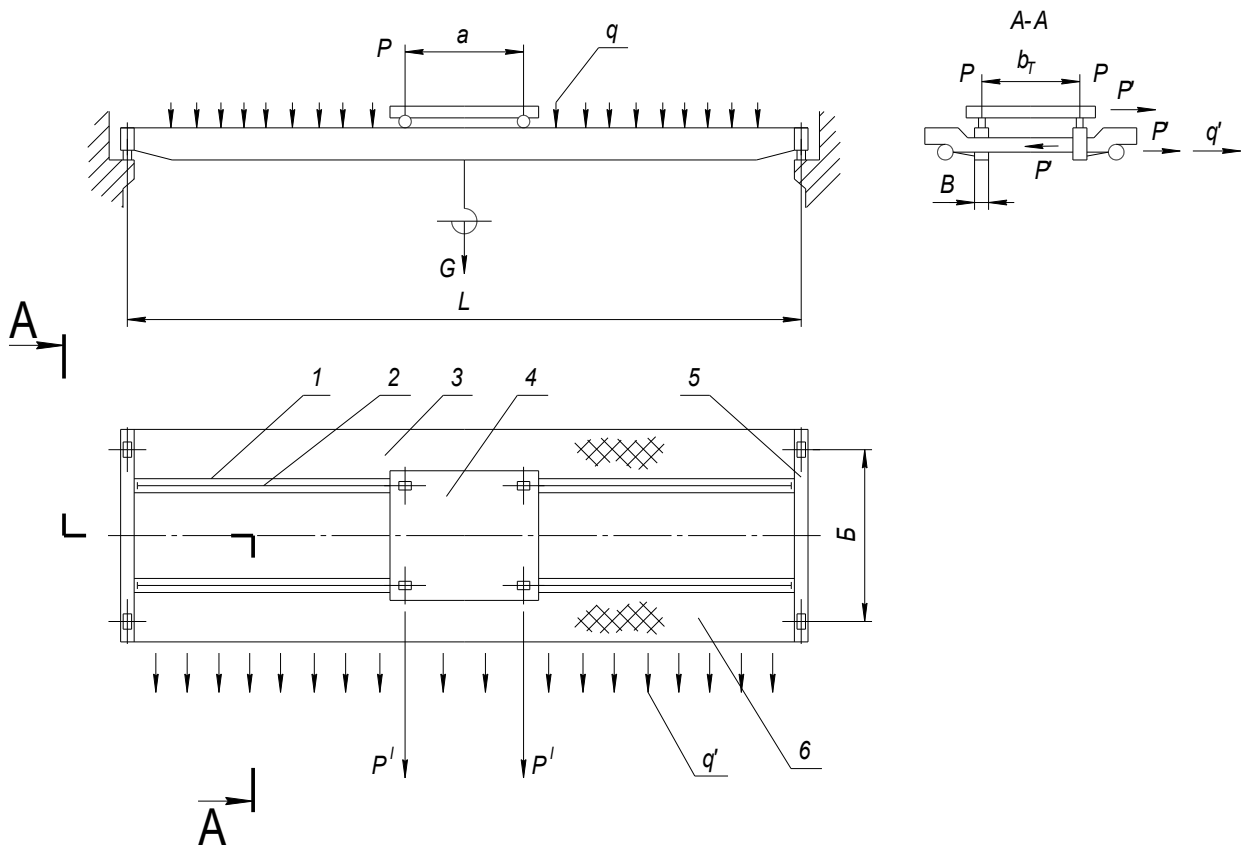


Рисунок 5.1 Схема мостового крану

5.2 Навантаження і їх сполучення

Розрахунок балки проводиться відповідно методу напруг, що допускаються. Згідно цього методу навантаження поділяються на основні і додаткові.

До основних навантажень відносять постійні (власна вага балки, вага площадки, механізму пересування, кабіни та ін.). Додаткові навантаження – це динамічні навантаження, що виникають при пуску-гальмуванні мосту.

Розрахунок балки проводиться для двох сполучень навантажень. Сполучення I (кран нерухомий, різкий підйом вантажу) включає:

$$G_{\bar{0}} + G_T + \psi Q$$

Сполучення II (кран пересувається, різке гальмування)

$$K(G_{\bar{b}} + G_T + Q) + 2(q' + P')$$

У наведених вираженнях: $G_{\bar{b}}$ - вага балки і площадки обслуговування; G_T - вага вантажного візка; ψ - коефіцієнт, який враховує поштовхи, що виникають через нерівність шляху при пересуванні крана; q' , P' - відповідно динамічні навантаження від маси балки і маси візка з вантажем.

Визначення коефіцієнт ψ зв'язано з параметрами механізму підйому. Орієнтовно значення ψ можна призначити в залежності від режиму роботи: при легкому – 1,2.

Коефіцієнт K вибирається в залежності від швидкості пересування крана v : при $v = 60 \dots 90$ м/хв, $K = 1.1$.

5.3 Визначення навантажень і місць їх прикладання

Постійні навантаження від власної ваги балки і площадки обслуговування приймаються рівномірно розподіленими по довжині балки:

$$q = \frac{G_{\bar{b}}}{L} = 3,0 \text{ кН/м} \quad (5.1)$$

Значення $G_{\bar{b}}$ приймається за графіком у залежності від прольоту і вантажопідйомності.

Рухоме навантаження P визначається з умови, що вага візка з вантажем рівномірно розподілена на всі чотири ходові колеса:

$$P = \frac{G_T + Q}{4} = 169,145 \text{ кН} \quad (5.2)$$

Динамічні горизонтальні навантаження від маси балки і площадки розподілені рівномірно по прольоту і прикладені до центру ваги перетину балки:

$$q' = \frac{q \cdot v}{g \cdot 60t} = 0,55 \text{ кН/м} \quad (5.3)$$

де $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили ваги.

Швидкість пересування v встановлено згідно завдання, а час гальмування t розраховувався у розділі 3.

Динамічні горизонтальні навантаження P' від маси візка з вантажем передаються на головну балку в місці контакту ходового колеса з головкою рейки (рис. 5):

$$p' = \frac{p \cdot v}{60 \cdot g \cdot t} = 31,45 \text{ кН} \quad (5.4)$$

Сили P' можна перенести до центру ваги перетину балки, тоді сили P' , перекреслені один раз, створюють додатковий обертовий момент, який необхідно врахувати при розрахунку балки.

5.4 Вибір марки сталі і напруг, що допускаються

Для виготовлення головних балок застосовуються маловуглецеві сталі звичайної якості за ГОСТ 380-71 і низьколеговані сталі за ГОСТ 19281-73 і ГОСТ 19282-73.

Застосування тієї чи іншої марки сталі обумовлено головним чином температурою зовнішнього повітря, при якій експлуатується кран.

При температурі $-30 \text{ }^\circ\text{C}$ або вище застосовуються сталі звичайної якості марок В Ст3 пс 6, В Ст3 сп5 та ін.

При температурі $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ або вище – В Ст3 пс 6, В Ст3 пс 5 і низьколеговані сталі марок 09Г2, 14Г2, 10Г2С та ін.

При температурі $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-65\text{ }^{\circ}\text{C}$ – 09Г2С, 10ХСНД та ін.

При виборі марки сталі варто пам'ятати, що низькі температурі збільшують крихкість сталі. При температурах нижче $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ пластичність сталі починає помітно падати.

При температурі нижче $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ (для сталі 3) і $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ (для низьколеговоаної сталі) сталь стає крихкою.

Застосування низьколегованих сталей замість мало вуглецевих звичайної якості повинне бути економічно виправдано, тому що вартість, наприклад, сталі марки 09Г2С дорожче ніж Ст3 на 20%, а вартість сталей марок 15ХСНД і 10ХСНД відповідно на 50% і 70%.

Вибираємо сталь В Ст3 пс 6.

Напруги, що допускаються для першого і другого сполучень навантажень:

$$[\delta_1] = \frac{\delta_T}{n_1} = 207 \text{ МПа};$$

$$[\delta_2] = \frac{\delta_T}{n_2} = 233 \text{ МПа},$$

де $\delta_T = 310 \text{ МПа}$ – границя текучості;

n_1, n_2 - коефіцієнти запасу міцності, вибираються в залежності від режиму роботи: при легкому режимі $n_1 = 1.5, n_2 = 1.33$.

5.5 Вибір поперечного перерізу балки

Головна балка (рис. 5.2) містить у собі два вертикальних листи 1 (стінки), верхній поясний лист 2 і нижній поясний лист 6.

Для додавання просторової твердості у середину балки вварюються великі діафрагми 3; для місцевої стійкості верхнього поясу приварюються малі діафрагми 4, а для стійкості стінок – поперечні ребра жорсткості 5.

З умови міцності висота балки визначається по формулі:

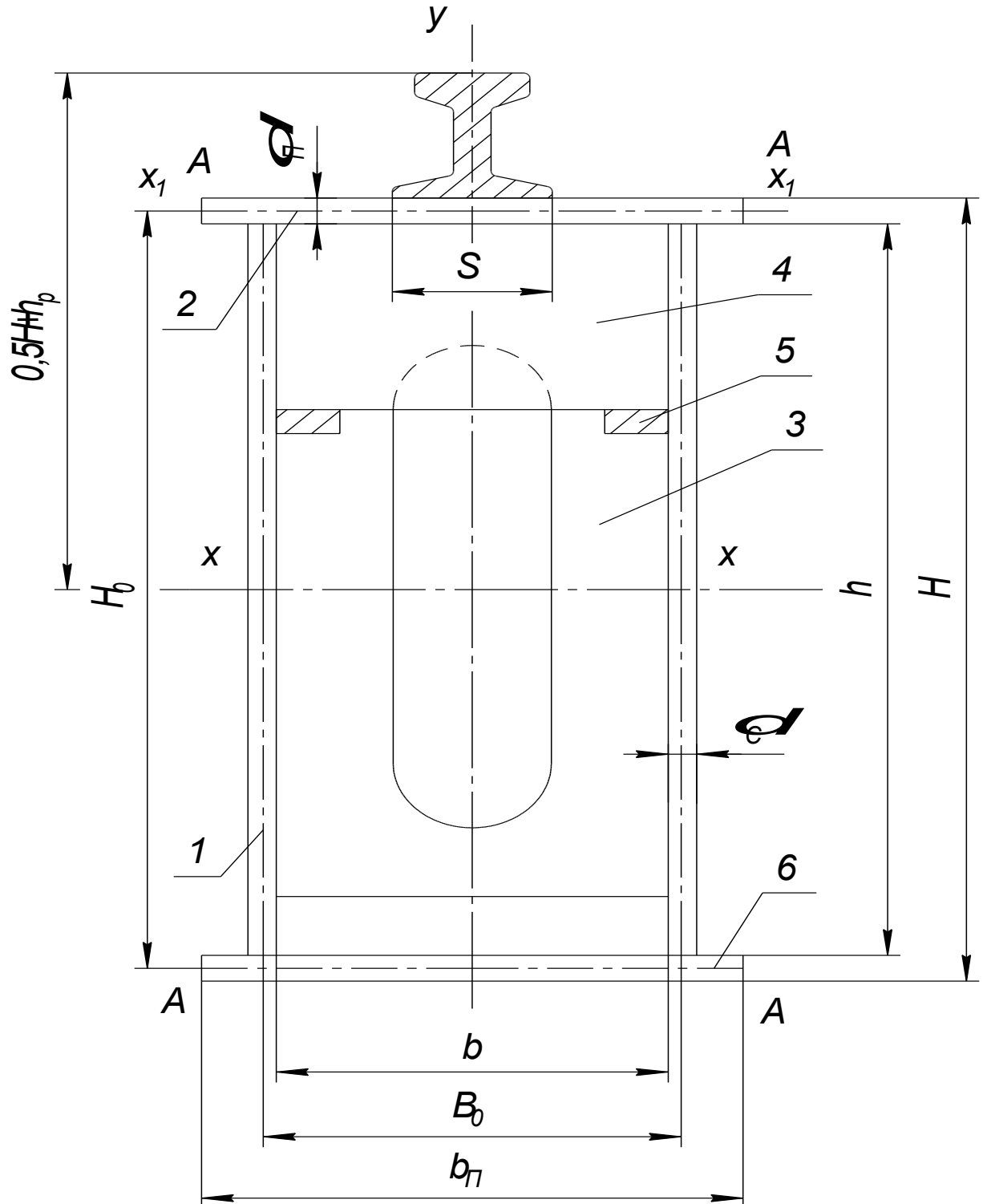


Рисунок 5.2 Переріз головної балки

$$H = \sqrt{\frac{3W_x}{2\delta_c}} = \sqrt{\frac{3 \cdot 3,4 \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 0,005}} = 1,3 \text{ м} \quad (5.5)$$

де W_x - момент опору перетину балки щодо нейтральної осі x-x;

δ_c - товщина стінки. Товщину стінки балки невеликих прольотів (до 23...25 м) і вантажопідйомності 50...150 кН можна прийняти рівною 10 мм.

Осьовий момент опору знаходиться відповідно вираження:

$$W_x = \frac{M_{q_{max}} + M_{p_{max}}}{[\delta_\tau]} = 106 \cdot 10^3 \text{ м}^3 \quad (5.6)$$

де $M_{q_{max}}, M_{p_{max}}$ - відповідно максимальні згинальні моменти від постійних і рухомих навантажень.

Величина $M_{q_{max}}$, визначається за формулою:

$$M_{q_{max}} = \frac{q \cdot L^2}{8} \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (5.7)$$

Рухоме навантаження з урахуванням коефіцієнта ψ :

$$P_\psi = \frac{G_T}{4} + \frac{Q}{4} \psi = 206,6 \text{ кН} \quad (5.8)$$

Максимальний згинальний момент від цього навантаження буде під лівим колесом, що відстоїть від лівої опори на відстані $0,5L - 0,25a$ (рис.5.3):

$$M_{p_{max}} = \frac{P_\psi^2}{2L_T} \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (5.9)$$

Ширина балки B може бути прийнята:

$$B \geq \left(\frac{1}{3} \div \frac{1}{3.5}\right) H = \frac{1}{3} = 0,50 \text{ м} \quad (5.10)$$

прийmemo $B = 0,6$ м; ширина балки повинна бути не менш 300 мм (для зручності зварювання внутрішніх діафрагм).

Товщина поясних листів δ_{II} вибирається з умови місцевої стійкості (більше значення застосовується для низьколегованої сталі, менше – для вуглецевої):

$$\delta_n \geq \left(\frac{1}{50} \div \frac{1}{60}\right) B = \frac{1}{60} \cdot 0,4 = 0,01 \quad (5.11)$$

Прийmemo $\delta_{II} = 0,012$ м.

Після вибору геометричних розмірів поперечного перерізу балки визначається фактичне значення W_X :

$$W_X = \frac{2J_x}{H} = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \quad (5.12)$$

де I_X - момент інерції поперечного перерізу балки відносно нейтральної вісі x-x.

При симетричному перетині, коли товщина верхнього і нижнього поясу однакова.

$$I_x = 2I_{II} + 2F_{II} \cdot \left(\frac{h + \delta_{II}}{2}\right)^2 + 2I_c = 1,37 \cdot 10^{10} \text{ мм}^4 \quad (5.13)$$

де I_{II} - момент інерції поясу відносно вісі $x_1 - x_1$:

$$I_{II} = \frac{b_{II} \cdot \delta_{II}^3}{12} = 90720 \text{ мм}^4;$$

F_{Π} - площа пояса:

$$F_{\Pi} = b_{\Pi} \cdot \delta_{\Pi} = 7560 \text{ мм}^2;$$

I_C - момент інерції стінки відносно вісі x-x:

$$I_C = \frac{\delta_C \cdot h^3}{12} = 2,68 \cdot 10^9 \text{ мм}^4$$

h і b_{Π} визначаються по рис. 5.2; $b_{\Pi} = B + 2 \cdot 15$, де 15 – відстань необхідна для зручності зварювання в мм.

Напруги в крайніх волокнах на рівні точки А (рис. 5.2) буде:

$$\delta_1 = \frac{M_{q_{\max}} + M_{p_{\max}}}{W_x} = 120 \leq [\delta_1] = 207 \text{ МПа} \quad (5.14)$$

Перевірку перетину на дію основних і додаткових навантажень (друге сполучення навантажень) виконуємо по формулі:

$$\delta_2 = \frac{M_q + M_p}{W_x} + \frac{M'_q + M'_p}{W_y} = 156 \leq [\delta_2] = 233 \text{ МПа} \quad (5.15)$$

де M_q - згинальний момент від постійних навантажень:

$$M_q = kq \frac{L^2}{8} = 188 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Згинальний момент від рухомого навантаження:

$$M_p = k \frac{P}{2L} (L - 0.5a_T)^2 = 1646 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

M'_q, M'_p - згинальний момент від динамічних навантажень q' і p' , що діють на балку в горизонтальній площині;

W_y - момент опору перетину балки щодо вісі y :

$$W_y = \frac{2I_y}{b_{\pi}} = 9,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3,$$

де I_y - момент інерції поперечного перерізу балки щодо нейтральної вісі $y-y$, визначається аналогічно I_x :

$$I_y = 2I_C + 2F_C \left(\frac{B_0}{2} \right)^2 + 2J_{\Pi} = 3,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4$$

$$I_C = \frac{h \cdot \delta_c^3}{12} = 1,2 \cdot 10^{-7} \text{ см}^4;$$

$$J_{\Pi} = \frac{\delta_{\Pi} \cdot b_{\Pi}^3}{12} = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4;$$

$$F_C = h \cdot \delta_c = 0,0148 \text{ м}^2.$$

У горизонтальній площині (рис. 4.1) міст представляє статично невідзначену раму. У практичних розрахунках вплив закладення головних балок у кінцевих можна врахувати зменшенням для них на 20% згинаючого моменту, розглядаючи при цьому балку як шарнірно обперту на двох опорах.

Для другого сполучення навантажень гальмування приймаємо різким і величину прискорення вважаємо в два рази більшою середньої. Коефіцієнт поштовхів для горизонтальних навантажень не враховується, тобто $k = 1$:

$$M'_q = 0,8 \cdot 2 \cdot \frac{q'L^2}{8} = 0,2q'L^2 = 55,8 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (5.16)$$

$$M'_p = 0,8 \cdot 2 \cdot \frac{P'}{2L} (L - 0,5a_T)^2 = 0,8 \frac{P'}{L} (L - 0,5a_T)^2 = 489,6 \text{ кН} \cdot \text{м} \quad (5.17)$$

Дотичні напруження в перетині I-I у місці переходу стінки в пояс (точка Б. рис. 5.2)

$$\tau = \tau_1 + \tau_2 = 4,74 \text{ МПа} \quad (5.18)$$

де τ_1 - дотичного напруження від поперечної сили Q_p (рис. 5.3, г);

τ_1 - дотичного напруження від крутіння балки.

Напруга τ_1 визначається за формулою:

$$\tau_1 = \frac{Q_p \cdot S_{II}}{2J_x \cdot \delta_c} = 3,2 \text{ МПа} \quad (5.19)$$

де Q_p - поперечна сила в перетині I-I балки від рухомого навантаження, коли ліве колесо візка стоїть над цим перетином:

$$Q_p = R_a = P \left(1 - \frac{a_T}{2L} \right) = 157,3 \text{ кН};$$

S_{II} - статичний момент поясу щодо вісі x-x:

$$S_{II} = b_{II} \cdot \delta_{II} \cdot \left(\frac{h + \delta_{II}}{2} \right) = 0,0056 \text{ м}^3.$$

Напруга τ_2 визначається по формулі:

$$\tau_2 = \frac{M_K}{2B_0 H_0 \delta_c} = 1,52 \text{ МПа} \quad (5.20)$$

де M_K - момент, що крутить, від сили P' ;

$$M_K = P' (0,5H + h_p) = 26,46 \text{ Н·м}$$

h_p - висота підвізкової рейки для КР100 $h_p = 80,5$ мм;

B_0, H_0 - ширина і висота балки по вісях, що проходить через середини листів стінок і поясів (рис. 5.2).

приведені напруги будуть визначені:

$$\delta_{np} = \sqrt{\delta^2 + 3\tau^2} \leq [\delta_2] \quad (5.21)$$

де δ - нормальна напруга в місці переходу стінки в пояс визначається за формулою:

$$\delta = \frac{M_q + M_p}{W_x} + \frac{M'_q + M'_p}{W_y}$$

з підстановкою:

$$W_x = \frac{2J_x}{H} = 1,8 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3;$$

$$W_y = \frac{2J_y}{B_0 + \delta_c} = 1,0 \cdot 10^{-2} \text{ м}^3;$$

$$\delta = 156 \text{ МПа}$$

$$\delta_{np} = 156,3 < [\delta_2] = 233 \text{ МПа}$$

Крім перетину I-I, балку необхідно перевірити на міцність в опорному перетині, де головна балка стикується з кінцевою: висота балки тут H' :

$$H' = 0,6H = 0,6 \cdot \text{м.}$$

Ліве колесо візка знаходиться на відстані $d = H$ від лівої опори (перетин II-II на мал. 8). Положення візка обране не випадково. Далі при розгляді стійкості пластини опорного відсіку це положення нами буде використано.

Епюри поперечних сил від рухомого навантаження, коли ліве колесо візка знаходиться в перетині II-II, показані на рис. 5.3, д.

Опорний перетин перевіряється по найбільш дотичних напруженнях, оскільки нормальна напруга тут близька до нуля.

$$\tau = \frac{(Q_p + Q_q)S}{2J \cdot \delta_c} \leq [\tau] \quad (5.22)$$

де Q_p - поперечна сила в опорному перетині від рухомого навантаження:

$$Q_p = 2P_\psi \cdot \left(1 - \frac{H+a_T}{L}\right) = 327,9 \text{ кН.}$$

Q_q - поперечна сила в опорному перетині від постійного навантаження

$$Q_q = \frac{qL}{2} - qH = 28,9 \text{ кН}$$

S - статичний момент опорного напівперетину щодо вісі x-x:

$$S = b_n \cdot \delta_n \cdot \left(\frac{H' - \delta_{II}}{2}\right) + \delta_c \cdot \left(\frac{H'}{2} - \delta_{II}\right)^2 = 5,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

I - момент інерції опорного перетину щодо вісі x-x:

$$I = 2b_{II} \cdot \delta_{II} \cdot \left(\frac{H' - \delta_{II}}{2}\right)^2 + \delta_c \cdot \frac{(H' - 2\delta_{II})^3}{6} = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4$$

Дотична напруга, що допускається:

$$[\tau] = 0,6[\delta_1] = 124 \text{ МПа};$$

$$\tau = 22,9 \leq [\tau] = 100 \text{ МПа.}$$

5.6 Перевірка балки на статичну і динамічну твердість

Перевірка балки на статичну твердість полягає у визначенні прогину балки від статично прикладеного рухомого навантаження. Максимальний прогин балки при однакових тисках визначається за формулою:

$$f \frac{PL^3}{48EI_x} \left[1 - \frac{a_T^2}{2L^2} \cdot \left(3 - \frac{a_T}{L} \right) \right] [f]_{max} \quad (5.23)$$

$$f \frac{50 \cdot 10^3 \cdot 16,5^3}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 2,3 \cdot 10^{-3}} \left[1 - \frac{1,6^2}{2 \cdot 16,5^2} \cdot \left(3 - \frac{1,6}{16,5} \right) \right]_{max}$$

$$= 0,032 \leq [f] = 0,039 \text{ м}$$

де $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ кН/см}^2 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль пружності при розтяганні сталі:

$[f]$ - допустимий прогин балки:

$$[f] = \frac{1}{700} L = 0,039 \text{ м.}$$

Якщо перетин балки задовольняє умові (5.23), то на цьому закінчується перевірка балки на статичну твердість, а в протилежному випадку необхідно змінювати геометричні розміри балки.

Перевірка на динамічну твердість полягає у визначенні часу загасання поперечних коливань балки, що виникають при підйомі чи опусканні вантажу. Час загасання коливань балки визначається з умови, що наприкінці її амплітуда складе близько 5% від первісної величини.

$$t_3^3 = 540T^3 \quad (5.24)$$

де T - період власних коливань балки:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{M}{C}} = 0,20 \quad (5.25)$$

де M - приведена до середини балки маса балки і візка без вантажу:

$$M = \frac{17}{35} M_0 + 0,5 M_T = 12303 \text{ кг};$$

C - коефіцієнт твердості у вертикальній площині:

$$C = \frac{48EJ_x}{L^3} = 1,2 \cdot 10^7$$

Отриманий час загасання коливань не повинний перевищувати допустимого $[t_3] = (12 \div 15) \text{ с}$.

$$t_3 = 4,3 \text{ с} < [t_3]$$

5.7 Перевірка балки на стійкість

Елементи балки коробчатого перетину (пояса, стінки), необхідно перевіряти на загальну стійкість. Товщина пояса вже обрана з умови місцевої стійкості. У цьому розділі перевіряються на стійкість тільки стінки балки. Вони можуть зміцнюватися тільки основними поперечними ребрами жорсткості (діафрагмами) 3 (рис. 7) при відношенні $80 \leq \frac{h}{\delta_c} \leq 160$ для балок зі сталі Ст3 і $65 \leq \frac{h}{\delta_c} \leq 130$ для балок з низьколегованих сталей.

Стінки повинні зміцнюватися одночасно поперечним й одним подовжнім ребром жорсткості 5 при відношенні $160 \leq \frac{h}{\delta_c} \leq 265$ для балок зі сталі Ст3 і $130 \leq \frac{h}{\delta_c} \leq 225$ для балок з низьколегованих сталей.

Подовжні ребра жорсткості ставлять на відстані від крайньої стиснутої крайки пояса: при одному ребрі – $(0,2 \div 0,25)h$; при двох ребрах: перше ребро - $(0.15 \div 0.20)h$, друге ребро - $(0.32 \div 0.4)h$.

Відстань a_1 між короткими діафрагмами 4 вибираємо так, щоб рейка цілком сприйняла тиск ходових коліс:

$$a_1 \leq \frac{6W_p \cdot [\sigma_p]}{P} = 287,6 \text{ мм} \quad (5.26)$$

Приймаємо $a_1 = 1200$ мм.

де W_p - момент опору рейки;

$[\delta_p]$ - напруга, що допускається для рейки.

Для відсіків, що примикають до кінцевих балок, відстань a між основними діафрагмами приймається рівним H .

У наступних відсіках ця відстань збільшується й у середині прольоту може призначатися до $2H$, але не більш 3 м.

Стійкість стінок перевіряється в двох перетинах балки. Перший перетин знаходиться над лівим колесом візка, що відстоїть від лівої опори на відстані $0.5L - 0.25a_T$ (рис. 8); друге – в опорному відсіку, під лівим колесом, що відстоїть від опори на відстані $d = H$.

Перетин I-I. Розглянемо відсік балки (рис. 5.4, а), де стінка підкріплена тільки основними діафрагмами (малі діафрагми при розрахунку на стійкість не враховуються). У цьому відсіку стінка представляє пластинку довжиною a , висотою h і товщиною δ_c , що затиснена в поясах і вільно обперта на діафрагмах. У цьому перетині вплив дотичних напружень невеликий, стінка тут піддається головним чином впливу нормальних напруг, закон розподілу яких

показаний на рис. 5.4, а. Під дією подовжніх сил пластинка випинається і при визначених (критичних) напругах може втратити стійкість, що спричиняє втрату, несучої здатності всієї балки.

Для балок коробчатого перетину з рейкою, покладеною посередині пояса, місцеве напруження стиснення у відсіку приймається $\delta_M = 0$. Для розглянутої пластинки критична нормальна напруга в кН/см²:

$$\delta_{кр} = k_0 \left(\frac{100\delta_c}{h} \right)^2 \quad (5.27)$$

де K_0 - коефіцієнт, що залежить від ступеню защемлення пластинки в стислому поясі, характеризується величиною:

$$\gamma = c \frac{b_n}{h} \left(\frac{\delta_n}{\delta_c} \right)^3 = 1,5 \quad (5.28)$$

де $c = 2$ при рейці, не привареному до поясу балки.

Критичні напруження (5.26) порівнюємо з крайовим стискаючим напруженням:

$$\delta_1 = \frac{M_{pmax} + M_{qmax}}{2I_x} h \quad (5.29)$$

Пластинка буде стійка, якщо запас місцевої стійкості

$$n_0 = \frac{\delta_{кр}}{\delta_1} \geq 0.85n_1 \quad (5.30)$$

де n_1 - запас по міцності:

$$n_0 \geq 1,08375.$$

У стінці балки симетричного перетину, укріпленої, крім поперечних діафрагм, одним подовжнім ребром жорсткості, розташованим на відстані b_1 від розрахункової (стиснутої) границі відсіку (рис. 5.4, б), обидві пластинки, на яких це ребро розділяє відсік, перевіряються окремо.

Критичні напруження в кН/см^2 для першої пластинки перевіряють по формулі:

$$\delta_{KP1} = \frac{10}{1 - \frac{b}{h}} \left(\frac{100\delta_c}{b_1} \right)^2 = 46,8 \text{кН/см}^2 = 468 \text{МПа} \quad (5.31)$$

Друга пластинка, розташована між подовжнім ребром і розтягнутим посом, перевіряється по формулі:

$$\delta_{KP2} = \frac{11.4}{\left(0.5 - \frac{b_1}{h}\right)^2} \left(\frac{100\delta_c}{h} \right)^2 = 598,6 \text{кН/см}^2 = 5986 \text{МПа} \quad (5.32)$$

Критичні напруження δ_{KP1} і δ_{KP2} порівнюємо відповідно з δ_1 (5.29) і δ_2 за умовою стійкості (5.30):

$$\delta_1 = 118 \text{ МПа};$$

$$\delta_2 = \delta_1 \left(1 - 2 \frac{b_1}{h} \right) = 22,1 \text{ МПа};$$

$$n_{01} = \frac{\delta_{KP1}}{\delta_1} = 3,96 \geq 1,08375$$

$$n_{02} = \frac{\delta_{KP2}}{\delta_2} = 270,9 \geq 1,08375$$

Перетини II-II. У цьому перетині переважний вплив на втрату стійкості стінки будуть чинити дотичні напруження, оскільки нормальні напруги тут будуть невеликі і їх можна не враховувати.

Опорний відсік укріплений тільки основними поперечними ребрами жорсткості (рис. 5.4, в). Прямокутна пластинка довжиною a , висотою H' товщиною δ_C , затиснена в поясах і вільно обперта на діафрагмах, знаходиться під дією рівномірно розподілених по краях дотичних сил $\tau\delta_C'$.

Під впливом цих сил пластинка розтягується в напрямку діагоналі БД і стикується в напрямку діагоналі АС. У наслідок цього можливо випинається в напрямку діагоналі АС.

Критичне дотичне напруження в стінці (кН/см^2) визначається формулою:

$$\tau_{kp} = \left(12.5 + \frac{9.5}{\mu^2}\right) \left(\frac{100\delta_C}{d}\right)^2; \quad (5.33)$$

де d - менша зі сторін пластинки;

μ - відношення більшої сторони пластинки до меншої.

Напруги порівнюються із середніми дотичними напруженнями, діючими в перетині II-II (рис. 5.3):

$$\tau = \frac{Q_p + Q_q}{2H'\delta_C} \quad (5.34)$$

Значення Q_p і Q_q у (5.22).

Пластинка буде стійка, якщо:

$$\frac{\tau_{kp}}{\tau} \geq 1.2 \quad (5.35)$$

При підкріпленні пластинки поперечними і подовжніми ребрами жорсткості, як це показано на рис. 5.4, б, критичні дотичні напруження визначаються за формулою (5.33) для кожної пластинки окремо.

Сторонами для першої пластинки є a_1 і b_1 , сторонами другої - a_2 і b_2 . Умови стійкості зберігаються колишніми (5.35):

$$\tau_{KP1} = 31,0 \text{ кН/см}^2 = 310 \text{ МПа}$$

$$\tau_{KP2} = 22,5 \text{ кН/см}^2 = 225 \text{ МПа}$$

$$\tau = 19,8 \text{ МПа}$$

$$\frac{\tau_{KP1}}{\tau} = 15,6 \geq 1,2$$

$$\frac{\tau_{KP2}}{\tau} = 11,4 \geq 1,2$$

умови стійкості виконуються.

Ребра жорсткості. Товщина поперечних ребер жорсткості 3 і 4 вибирається з умови місцевого стиснення по формулі:

$$\sigma = 1,15 \frac{P\psi}{S\delta} \sin \frac{\pi S}{2Z} \leq [\sigma_1] = 203,6 < 207 \text{ МПа} \quad (5.36)$$

де S - ширина підшви рейки;

δ - товщина ребра;

Z - умовна довжина розподілу тиску (рис. 5.2).

Величина Z визначається за формулою:

$$Z = 8,45 \sqrt[3]{\frac{I}{\delta}} = 0,09 \text{ м} \quad (5.37)$$

де $I = I_P + I_{II}$ - сума моментів інерції рейки і пояса відносно їх власних осей, а у випадку приварки рейки до поясу – щодо загальної осі рейки і пояса.

Момент інерції рейки приймається підлога. Момент інерції поясу:

$$I_{II} = \frac{b\delta_{II}^3}{12} = 1,7 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4 \quad (5.38)$$

де $b = 10\delta_{II} = 0,12$ м – ширина ділянки поясу уздовж діафрагми.

Для полегшення великих діафрагм робиться овальний виріз.

При розгляді стійкості приймалося, що її ділянки між подовжніми ребрами і поясами випинаються незалежно один від одного, тобто вони спираються на твердий контур, для чого ребра жорсткості повинні мати достатню вигибну твердість.

Необхідний момент інерції подовжного ребра I_1 визначається в залежності від величини $\frac{b_1}{h}$ (рис. 5.4):

$$\begin{aligned} \frac{b_1}{h} = 0.2: & \quad I_1 = (1.5 \dots 7)h \cdot \delta_C^3; \\ \frac{b_1}{h} = 0.25: & \quad I_1 = (1.5 \dots 3.5)h \cdot \delta_C^3; \\ \frac{b_1}{h} = 0.3: & \quad I_1 = 1.5 \cdot h \cdot \delta_C^3; \\ \frac{b_1}{h} = 0,41: & \quad I_1 = 2,2 \cdot 10^{-6} \text{ м}^4 \end{aligned}$$

Величина I_1 обчислюється щодо осі, що збігає з найближчої до ребра грані стінки. Як ребро використовують смугу, кут, швелер, а також гнуті профілі. У випадку смуги момент інерції дорівнює:

$$I_1 = \frac{\delta_P \cdot c^3}{12} + \delta_P \cdot c \cdot \left(\frac{c}{2}\right)^2 = 7,2 \cdot 10^{-7} \text{ м}^4 \quad (5.39)$$

де δ_P - товщина ребра;

c - ширина ребра.

Задав товщину $\delta_P \approx \delta_C = 5$ мм з формули (5.39) легко знайти ширину ребра:

$$c = \sqrt[3]{I_1 \cdot \frac{3}{\delta_P}} = 6,0 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

Після визначення ширини ребра необхідно перевірити умову: $c \leq \frac{B}{4}$

$$6 \text{ см} < 15 \text{ см}$$

5.8 Розрахунок звареного з'єднання пояса зі стінкою

З'єднання поясів із стінками головної балки виконується за допомогою безперервних зварних швів, які формуються методом автоматичного зварювання. Шви розташовуються з зовнішніх боків стінок, що забезпечує рівномірну передачу зусиль між елементами та підвищує технологічність виготовлення конструкції.

У процесі роботи балки зварні з'єднання сприймають переважно зсувні зусилля, які виникають внаслідок дії поперечних сил при вигині елемента. Для двостінчастих балок характерним є те, що локальні навантаження від ходових коліс передаються через поперечні діафрагми безпосередньо на стінки, тому при розрахунку поясних швів ці впливи не враховуються.

Максимальні значення поперечних сил, а отже і найбільші зсувні напруження у зварних швах, виникають поблизу опорних перерізів балки. Найбільш небезпечним є випадок, коли вантажний візок займає крайнє положення, що призводить до максимального навантаження на відповідну опору.

Розрахунок поясного шва виконується за умовою міцності на зріз, виходячи з дії поперечної сили:

$$\tau = \frac{1 \cdot Q \cdot S_{II}}{2\beta \cdot K \cdot I} \leq [\tau_{CP}];$$

де Q, I - поперечна сила і момент інерції в опорному перетині;

$$Q = Q_p + Q_q = 356,8 \text{ кН};$$

S_{II} - статичний момент пояса щодо нейтральної вісі опорного перетину;

$$S_{II} = b_{II} \delta_{II} \cdot \left(\frac{H' - \delta_{II}}{2} \right) = 0,003 \text{ м}^3;$$

K - товщина шва;

β - коефіцієнт, який залежить від виду зварки: для автоматичної $\beta = 1$.

Найменшу товщину шва можна приймати рівної 0,5 товщини стінки:

$$\tau = 41,7 \text{ МПа}$$

$[\tau_{ср}] = 0.65[\sigma_1] = 134 \text{ МПа}$ – напруга, що допускається для зварних швів, що працюють на зріз.

$$41,7 \text{ МПа} < 134 \text{ МПа}$$

6. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ПРОЕКТУ КРАНА

6.1 Резюме

Запропоноване удосконалення конструкції мостового крана спрямоване на підвищення техніко-економічних показників за рахунок оптимізації металоконструкції, зокрема зменшення маси головної балки мосту. Зниження маси конструкції дозволяє не лише скоротити витрати матеріалів, але й позитивно впливає на загальну вартість виготовлення та експлуатаційні характеристики крана.

У результаті проведених конструктивних змін досягнуто зменшення маси головної балки на 680 кг. Це, у свою чергу, забезпечило зниження оптової вартості крана у порівнянні з базовим аналогом. Так, вартість модернізованого крана становить $C_H = 3695$ тис. грн, тоді як для аналога цей показник дорівнює $C_A = 3750$ тис. грн, що свідчить про економію в розмірі 55 тис. грн.

Знизилась річні поточні витрати та собівартість машино-години, машино-зміни роботи крана $C_A = 140,8$ грн/г до $C_H = 142,3$ грн/г, машино-зміни $C_{ЗА} = 1126,4$ грн/з до $C_{ЗН} = 1138,7$ грн/з.

Собівартість машино-години та транспортування 1 т вантажу знизиться на $\Delta C \% = 0,9\%$.

Очікуваний економічний ефект за строк служби крана з урахуванням морального зносу складає $E = 64,5$ тис. грн., річний економічний ефект $E = 9,2$ тис. грн..

Отримані результати свідчать про доцільність реалізації розробленого проекту як з технічної, так і з економічної точки зору. Запропоновані рішення забезпечують зниження витрат при збереженні необхідного рівня надійності та працездатності конструкції.

Розрахунки виконані відповідно до чинних методичних рекомендацій профільної кафедри, а також з урахуванням нормативних документів і стандартів підприємств-виробників кранів.

Таблиця 6.1 Техніко-економічні показники

Показники	Позначення	Крани	
		новий	аналог
<u>Призначення</u>			
Кран мостовий, вантажопідйомністю, т	Q	50/12,5	50/12,5
Прогон, м	L	34,5	34,5
Строк служби, років	T	20	20
Продуктивність (коєф. збільшення)	α_1	1,0	1,0
Режим роботи (змін), група	з/к	2/5К	2/5К
Потужність ел. двигунів, кВт	N	130,5	132
<u>Технологічності</u>			
Маса, т	M	44,5	45,18
Питома маса, т/т·м	M _п	0,025	0,026
Питома ціна, тис. грн/т	Ц _п	84,2	81,7
Питома ціна, тис. грн./кВт	Ц _{п'}	28,7	27,9
<u>Економічні</u>			
Оптова ціна, тис. грн.	Ц	3750	3695
Ціна продажу, тис. грн.	Ц'	4500	4434
ПДВ, %	ПДВ	20	20
Рентабельність, %	R	25	25
Прибуток, тис. грн.	П	739	750
Чистий прибуток, тис. грн.	П _ч	369,5	375
Собівартість машино-години, грн.	C _ч	142,3	140,8
Собівартість машино-зміни, грн.	C _з	1138,7	1126,4
<u>Зниження собівартості 1 т</u>			
Транспортування вантажу, %	$\Delta C\%$	0,9	-
Економічний ефект за строк служби крана, тис. грн.	E	64,5	-
Річний економічний ефект, тис. грн.	E _p	9,2	-

6.2 Розрахунок собівартості та оптової ціни крана

Оптова ціна аналога визначається з „Прайс-листа” заводу-виробника:

$$Ц_A = \frac{Ц'_A}{K_{ПДВ}} \cdot K_{\$} = \frac{180}{1,2} \cdot 25 = 3750 \text{ тис. грн.}$$

де $Ц'_A$ - ціна продажу аналога з ПДВ, \$;

$$K_{ПДВ} = 1,2$$

K – курс доллара, $K_{\$} = 25$ грн/\$.

Оптова ціна нового крана розраховується з урахуванням зменшення маси головної балки на 680 кг за формулою:

$$Ц_H = \frac{Ц_A}{M_A} \cdot M_H = \frac{3750}{45,18} \cdot 44,5 = 3695 \text{ тис. грн.},$$

де $M_A, Ц_A$ - маса та оптова ціна аналога;

$M_H, Ц_H$ - маса та оптова ціна нового крана.

Ціна продажу нового крана

$$Ц' = Ц + ПДВ' = Ц + 0,2Ц = 1,2Ц$$

$$Ц'_H = 1,2 \cdot 3695 = 4434 \text{ тис. грн.};$$

$$Ц'_A = 1,2 \cdot 3750 = 4500 \text{ тис. грн.}$$

Собівартість крана при рентабельності $R = 25\%C$

$$C = \frac{Ц}{l + R} = \frac{Ц}{1 + 0,25} = \frac{Ц}{1,25}$$

$$C_H = \frac{3695}{1,25} = 2956 \text{ тис. грн.}; C_A = \frac{3750}{1,25} = 3000 \text{ тис. грн.}$$

Прибуток від продажу крана $\Pi = Ц - C$;

$$П_H = 3695 - 2956 = 739 \text{ тис. грн.}; П_A = 3750 - 3000 = 750 \text{ тис. грн.}$$

Чистий прибуток визначається як

$$П_{ч} = П - Н = П - 0,25Н = 0,75Н$$

де H – податок на прибуток, $H = 0,25\%П$

$$П_{чH} = 739 - 0,25 \cdot 739 = 369,5 \text{ тис. грн.};$$

$$П_{чA} = 750 - 0,25 \cdot 750 = 375 \text{ тис. грн}$$

6.3 Витрати на проектування крана

Витрати на проектування крана розраховуються за формулою:

$$B = 0,1 \cdot Ц_H = 0,1 \cdot 3695 = 369,5 \text{ тис. грн.}$$

Таблиця 6.2 Кошторис витрат на проектування крана

Статті витрат	Норматив	
	%	тис. грн..
Заробітна плата конструкторів, технологів та інш. матеріали	40	147,8
Накладні витрати	60	221,7
Разом B'	100%	98
Прибуток	25 ÷ 35% B'	11,8
Кошторис на вартість робіт, тис. грн.	B	369,5

6.4 Розрахунок очікуваного економічного ефекту від виробництва та використання нового крану

Економічний ефект за строк служби крана з урахуванням його морального зносу розраховується за формулою:

$$\Theta = \left[\Pi_A \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2 - \Pi_H + \frac{(U'_A \cdot \alpha_1 - U'_H) - \varepsilon_H (K'_H - K'_A \cdot \alpha_1)}{V_{TH} + \varepsilon_H} \right] \cdot A_H$$

де Π_A, Π_H - оптова ціна аналога та нового крана;

U'_A, U'_H - річні поточні витрати споживача без амортизаційних підрахунків;

$\alpha_1 = \frac{\Pi_H}{\Pi_A} = 1,0$ - коефіцієнт урахування росту продуктивності нового крану у

порівнянні з аналогом;

$$\alpha_2 = \frac{1/T_A + \varepsilon_H}{1/T_H + \varepsilon_H} = \frac{1/20 + 0,15}{1/20 + 0,15} = 1$$
 - коефіцієнт зміни строків служби кранів;

T_A, T_H - строки служби кранів, років;

K'_A, K'_H - капітальні вкладання на монтаж та транспортування кранів та інші;

$\varepsilon_H = 0,15$ - нормативний коефіцієнт ефективності капіталовкладень.

A_H - річний випуск кранів, $A_H = 1$ кран.

Річний економічний ефект визначається за формулою:

$$\varepsilon_{\Theta} = \alpha_1 \cdot (u_A - K_A \cdot \varepsilon_H) - (u_H + K_H \cdot \varepsilon_H)$$

де u_A, u_H - річні поточні витрати;

K_A, K_H - капітальні вкладання споживача;

$$K = \Pi + K' = \Pi + 0,1\Pi = 1,1\Pi$$

де $K' = 10\%\Pi$

Таблиця 6.3 Техніко-економічні показники

Показники	Поз- на- чення	Крани	
		новий	ана- лог
Кран мостовий, вантажопідйомність, т	Q	50	50
Прогін, м	L	34,5	34,5
Строк служби, р.	T	20	20
Продуктивність (коефіцієнт збільшення)	α_1	1	1
Режим роботи (змін), група режиму	$5/K$	$2/5K$	$2/5K$
Потужність ел. двигунів, кВт	N	130,5	132
Коефіцієнт використання крана, електродвигунів			
За часом	K_q	0,6	0,6
потужності	K_{Π}	0,6	0,6
період вмикання	ПВ	0,4	0,4
втрати в мережі	κ_{ϵ}	1,02	1,02
ККД	ККД	0,85	0,85
Кількість робітників в зміну та їх середньомісячна заробітна плата – кранівників	$^c/3cp$	$1/2000$	$1/2000$
стропальників		$2/1500$	$2/1500$
Норматив амортизаційних відрахувань, %	a_H	5	5
Відрахування на ремонт, %	p_H	5	5
Вартість 1 кВт-ч ел. енергії, грн.	Ц_1	0,3	0,3
Річний плановий фонд робочого часу $\Phi = D \cdot 8 \cdot 2 \cdot \left(1 - \frac{TOP}{100}\right) = 252 \cdot 8 \cdot 2 \cdot \left(1 - \frac{6}{100}\right) =$	Φ	3775	3775
Відрахування від заробітної плати на соціальні потреби, коеф	K_C	1,39	1,39

Таблиця 6.4 Річні поточні витрати споживача

Статті витрат	Крани		
	новий	ана- лог	
Заробітна плата кранівників та стропальників $З = \sum z_{cp} \cdot M \cdot ч \cdot З \cdot K_B = 2000 \cdot 12 \cdot 1 \cdot 2 \cdot 1,39 +$ $+ 1500 \cdot 12 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 1,39 =$	96,74	96,74	
Амортизаційні відрахування $A = 1,1Ц \cdot a_H$ $A_H = 1,1 \cdot 3750 \cdot 0,05 =$ $A_A = 1,1 \cdot 3695 \cdot 0,05 =$	206,25	203,2	
Відрахування на ремонт $P = 1,1Ц \cdot p_H$ $p_H = 1,1 \cdot 3750 \cdot 0,05 =$ $p_A = 1,1 \cdot 3695 \cdot 0,05 =$	206,25	203,2	
Електроенергія $E = Ц_1 \cdot N \cdot \Phi \cdot K_{ч} \cdot K_{II} \cdot ПВ \cdot \frac{K_B}{KKД}$ $E_H = 0,3 \cdot 130,5 \cdot 3775 \cdot 0,6 \cdot 0,6 \cdot 0,4 \cdot \frac{1,02}{0,85} =$ $E_A = 0,3 \cdot 132 \cdot 3775 \cdot 0,6 \cdot 0,6 \cdot 0,4 \cdot \frac{1}{0,85} =$	25,54	25,83	
Допоміжні витрати $M = 0,15E$ $M_H = 0,1 \cdot 25,54 =$ $M_A = 0,1 \cdot 25,83 =$	2,55	2,58	
Річні поточні витрати	и	537,33	531,55
у т. ч. без амортизації, тис. грн.	и'	331,08	328,35

Економічний ефект за строк служби крана:

$$E = (3750 \cdot 1 \cdot 1 - 3695) + \frac{(331,08 \cdot 1 - 328,35) - 0,15 \cdot (375 - 369,5 \cdot 1)}{1/20 + 0,15}$$

$$=$$

$$= 55 + 9,5 = 64,5 \text{ тис. грн.}$$

Економічний річний ефект:

$$\varepsilon_P = 1(537,33 + 1,1 \cdot 3750) - (531,55 + 1,1 \cdot 3695) = 9,2 \text{ тис. грн.}$$

6.5 Розрахунок техніко-економічних показників

Технологічності – питома матеріалоемність:

$$M_{II} = \frac{M}{Q \cdot \alpha}$$

$$M_{ПН} = \frac{44,5}{50 \cdot 34,5} = 0,025 \text{ Т/Т} \cdot \text{м}; M_{ПА} = \frac{45,18}{50 \cdot 34,5} = 0,026 \text{ м/т} \cdot \text{м};$$

- питома ціна:

$$Ц_{ПН} = \frac{3750}{44,5} = 84,2 \frac{\text{Т} \cdot \text{грн}}{\text{Т}}; Ц_{ПА} = \frac{3695}{45,18} = 81,7 \frac{\text{м} \cdot \text{грн}}{\text{м}}$$

$$Ц'_{ПН} = \frac{3750}{130,5} = 28,7 \frac{\text{Т} \cdot \text{грн}}{\text{Т}}; Ц'_{ПА} = \frac{3695}{132} = 27,9 \frac{\text{м} \cdot \text{грн}}{\text{м}}$$

Економічні показники.

Собівартість машино-годин та машино-зміни:

$$C_{\text{ч}} = \frac{и}{\Phi \cdot \alpha_1}; C_3 = C_{\text{ч}} \cdot 8$$

$$C_{\text{чН}} = \frac{537330}{3775 \cdot 1} = 142,3 \text{ грн.}; C_{3Н} = 142,3 \cdot 8 = 1138,7 \text{ грн.}$$

$$C_{\text{чА}} = \frac{531550}{3775 \cdot 1} = 140,8 \text{ грн.}; C_{3А} = 140,8 \cdot 8 = 1126,4 \text{ грн.}$$

Зниження собівартості транспортування 1 т вантажу:

$$\Delta C\% = \frac{u_H}{u_A \cdot \alpha_1} \cdot 100\% = \frac{65,9 - 65,3}{65,9} \cdot 100\% = 0,9\%$$

6.6 Стратегія маркетингу

Вибір маркетингової стратегії для промислової продукції визначається сукупністю факторів, серед яких основними є умови виробництва, особливості ринку збуту, рівень конкуренції, а також технічна складність і вартість продукції.

У промисловому секторі традиційно застосовують чотири базові стратегії маркетингу, які відрізняються співвідношенням рівня цін і витрат на просування продукції на ринку.

Таблиця 6.5 Стратегія маркетингу

Вид стратегії	Рівень цін на машину	Рівень витрат на стимулювання продажу
Інтенсивний	високий	Високий
Масовий	низький	високий
Вибірковий	високий	низький
пасивний	низький	низький

З урахуванням того, що мостові крани є високовартісним обладнанням індивідуального або дрібносерійного виробництва, а їх придбання здійснюється переважно підприємствами на основі технічних вимог, витрати на сти-

мулювання збуту є відносно невеликими. Водночас ціна такої продукції залишається високою.

Отже, для даного виду продукції найбільш доцільною є вибіркова стратегія маркетингу, яка відповідає поєднанню високого рівня цін і низьких витрат на просування.

6.7 Фінанси підприємства

Фінанси заводу складаються із чистого прибутку, який залишається після сплати податку на прибуток в держбюджет – $H=0,25\%P$:

$$P_{ч} = P_H - H = P_H - 0,25P_H = 739 - 0,25 \cdot 739 = 554,25 \text{ тис. грн.}$$

Рентабельність крана дорівнює:

$$R = \frac{P_H}{C_H} \cdot 100\% = \frac{739}{2956} \cdot 100\% = 25\%$$

Виробництво нового крану рентабельно

6.8 Стратегія фінансування та кредитування

Виготовлення крана буде профінансовано за рахунок авансу замовника:

$$A = 0,3 \cdot C_H = 0,3 \cdot 3695 = 1108,5 \text{ тис. грн.}$$

Кредит підприємству не потрібен.

6.9 Оцінка ризику та страхування

Оцінка ризику від інфляції розраховується за формулою:

$$\gamma = \frac{C_H}{1 + \gamma'} - C_H = \frac{3695}{1 + 0,15} - 3695 = -481,95 \text{ тис. грн.}$$

де C_H - оптова ціна нового крану;

$\gamma' = 15,0\%$ - річний рівень інфляції.

7. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА В НАДЗВИЧАЙНИХ СИТУАЦІЯХ

У даному розділі розглядаються основні питання забезпечення безпечних умов праці під час модернізації та експлуатації вантажопасажирського ліфта. Особлива увага приділяється виявленню потенційних небезпечних і шкідливих факторів, які можуть виникати в процесі роботи, а також заходам щодо їх попередження та мінімізації.

7.1. Аналіз потенційних небезпек

У процесі виконання робіт, пов'язаних із модернізацією та подальшою експлуатацією вантажопасажирського ліфта, можливе виникнення ряду небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища.

а) Недостатній рівень організації робочого місця.

Порушення вимог ергономіки, нераціональне розташування обладнання, органів керування та інструментів можуть призводити до підвищеної втомлюваності персоналу, зниження продуктивності праці та зростання ймовірності помилок оператора.

б) Ризик ураження електричним струмом.

Основними причинами електротравматизму є недотримання правил електробезпеки, пошкодження ізоляції, поява напруги на неструмоведучих частинах обладнання, а також відсутність або несправність систем захисного заземлення чи занулення. Такі фактори можуть призвести до тяжких травм.

в) Недоліки ергономічного проектування систем керування.

Неврахування ергономічних вимог при розробці зон керування та обслуговування обладнання може ускладнювати роботу персоналу, знижувати оперативність дій та негативно впливати на рівень безпеки.

г) Небезпеки, пов'язані з технічним станом обладнання.

Несправності механічних та електричних вузлів, відмова блокувальних або сигналізуючих пристроїв можуть призвести до аварійних ситуацій. До типових прикладів належать відмова гальмівної системи ліфта, зношення або ослаблення приводних елементів, а також збої в роботі систем керування.

д) Порухення порядку введення обладнання в експлуатацію.

Використання ліфта без проходження встановлених процедур реєстрації, технічного огляду та випробувань є серйозним порушенням нормативних вимог і може призвести до аварій.

е) Невідповідність параметрів мікроклімату.

Незадовільна робота систем опалення та вентиляції в службових і виробничих приміщеннях може викликати погіршення самопочуття працівників, зниження працездатності та підвищення рівня захворюваності.

є) Недостатній рівень освітлення робочих зон.

Неправильний вибір або несправність освітлювальних приладів призводить до зниження видимості, перенапруження зору та підвищення ризику травматизму.

ж) Пожежна небезпека.

Порушення правил пожежної безпеки, несправність електрообладнання або неправильна експлуатація технічних засобів можуть стати причиною виникнення загорянь.

з) Ризики, пов'язані з надзвичайними ситуаціями.

Недостатня стійкість будівель і споруд, несправність інженерних мереж, а також недостатня підготовленість персоналу до дій у надзвичайних умовах можуть призвести до тяжких наслідків. Важливим фактором є також ефективність системи управління та реагування на надзвичайні ситуації.

7.2. Заходи по забезпеченню техніки безпеки

Для мінімізації впливу небезпечних і шкідливих виробничих факторів передбачаються комплексні організаційні та технічні заходи, спрямовані на створення безпечних умов праці під час модернізації та експлуатації вантажопасажирського ліфта.

а) Вимоги до організації робочого місця в офісному приміщенні

Організація робочих місць користувачів персональних комп'ютерів повинна здійснюватися відповідно до вимог ДСанПіН 3.3.2.007-98, які регламентують санітарно-гігієнічні та ергономічні параметри робочого середовища.

Згідно з вимогами ДСанПіН 3.3.2.007-98 площа приміщення, що припадає на одне робоче місце з ПК, повинна становити не менше 6,0 м², а об'єм — не менше 20,0 м³. Такі показники забезпечують належний повітрообмін, зменшення концентрації шкідливих факторів та створення комфортних умов праці.

Відповідно до п. 4.3 ДСанПіН 3.3.2.007-98 робочі місця повинні бути організовані таким чином, щоб природне освітлення надходило переважно з лівого боку. Це дозволяє уникнути появи відблисків на екрані та зменшити зорову втому працівника.

Конструкція робочого місця повинна забезпечувати підтримання правильної фізіологічної пози працівника протягом усього робочого часу. Робочий стіл має відповідати сучасним ергономічним вимогам і забезпечувати раціональне розміщення обладнання: монітора, клавіатури, миші, принтера, а також робочої документації. При цьому всі необхідні елементи повинні знаходитися в межах зони досяжності рук.

Габаритні параметри робочого столу (висота, ширина, глибина) повинні відповідати вимогам нормативних документів і забезпечувати можливість виконання роботи без зайвого фізичного напруження. Важливою є також достатня площа робочої поверхні для уникнення перевантаження робочого

простору.

Відповідно до п. 4.8 ДСанПіН 3.3.2.007-98 робочий стілець повинен бути підйомно-поворотним, мати можливість регулювання висоти, а також кута нахилу сидіння та спинки. Це дає можливість індивідуального налаштування робочого місця під антропометричні особливості користувача.

Сидіння повинно бути плоским із заокругленим переднім краєм, що зменшує тиск на нижню частину ніг. Згідно з п. 4.12 ДСанПіН 3.3.2.007-98 поверхні сидіння і спинки мають бути напівм'якими, нековзкими, виготовленими з матеріалів, що не накопичують статичну електрику та легко очищуються.

У випадках, коли працівник не може повністю спиратися стопами на підлогу, робоче місце повинно бути обладнане підставкою для ніг, яка сприяє зниженню статичного навантаження.

Додатково приміщення можуть оснащуватися шафами, стелажми та іншими елементами меблів, однак їх розміщення повинно здійснюватися з урахуванням нормативних вимог до площі та безпеки пересування.

Поверхня підлоги повинна бути рівною, неслизькою, мати антистатичні властивості. Забороняється використання оздоблювальних матеріалів, що можуть виділяти шкідливі речовини у повітря робочої зони, оскільки це негативно впливає на здоров'я працівників.

б) Заходи щодо запобігання ураженню електричним струмом

З метою запобігання ураженню електричним струмом необхідно дотримуватись вимог ДНАОП 1.1.10-1.01-2000 та НПАОП 40.1-1.21-98.

До виконання робіт допускаються тільки особи віком не менше 18 років, які пройшли відповідне навчання, інструктаж та перевірку знань з електробезпеки, а також отримали групу допуску.

Електрообладнання повинно відповідати вимогам нормативних документів і утримуватися у справному технічному стані. Його експлуатацію та ремонт повинен здійснювати спеціально підготовлений персонал. Для кожної електроустановки мають бути розроблені схеми нормальної та аварійної ро-

боти.

Одним із важливих заходів є розміщення струмоведучих частин на недоступній для людини висоті: при напрузі до 1000 В — не менше 3,5 м, понад 1000 В — не менше 6 м.

Згідно з вимогами, опір ізоляції електропроводки повинен становити не менше 0,5 МОм. Для підвищення рівня безпеки застосовується подвійна електроізоляція.

Захисне заземлення або занулення виконується відповідно до ПУЕ 2013 і є одним з основних способів захисту від ураження струмом.

Електрозахисні засоби (діелектричні килимки, рукавиці тощо) повинні відповідати вимогам НПАОП 40.1-1.21-98.

Для попередження небезпечних дій персоналу застосовуються системи електричного блокування, вимоги до яких встановлені ГОСТ 12.4.155-85.

Для вантажопасажирських ліфтів передбачаються підвищені вимоги електробезпеки, включаючи додаткові системи захисту та контролю.

в) Ергономічні вимоги при організації зон управління та обслуговування вантажопасажирського ліфта

Організація зон управління та технічного обслуговування повинна відповідати вимогам ПБ 10-558-03.

Прорізи шахти ліфта повинні бути обладнані суцільними дверима, що запобігає випадковому доступу. Машинне та блочне приміщення повинні бути повністю огорожені.

Перед шафами керування необхідно передбачати вільні зони обслуговування глибиною не менше 0,75 м та шириною не менше 0,5 м.

Для обслуговування механічного обладнання передбачаються спеціальні площадки розміром не менше 0,5×0,6 м.

Згідно з п. 4.3.10.3–4.3.10.5 ПБ 10-558-03 ширина проходів повинна бути не менше 0,5 м.

Освітлення машинного приміщення повинно відповідати п. 4.3.13 і 6.6.9 ПБ 10-558-03 і становити не менше 200 лк.

Використання машинного приміщення не за призначенням заборонено відповідно до п. 4.3.16 ПБ 10-558-03.

Обслуговування обладнання повинно виконуватись із застосуванням блокувальних пристроїв, що відповідають п. 4.4.7–4.4.8 ПБ 10-558-03.

г) Загальні вимоги безпеки виробничого устаткування

Загальні вимоги визначені ГОСТ 12.2.003-91.

Безпечність забезпечується шляхом застосування сучасних конструктивних рішень, автоматизації, засобів захисту та дотримання ергономічних вимог.

Обладнання не повинно мати небезпечних елементів (гострих кромок, небезпечних температурних поверхонь).

Рівні шуму, вібрації та інших факторів повинні відповідати нормам.

При аварійному вимкненні живлення повинна виключатися можливість самовільного запуску обладнання.

Для запобігання травматизму застосовуються блокувальні пристрої різних типів.

Вимоги до вантажопідійомних машин встановлені ГОСТ 12.2.071-90.

д) Реєстрація, освідчення, випробування та допуск до експлуатації вантажопасажирського ліфта

Відповідно до НПАОП 0.00-1.03-02 вантажопасажирські ліфти підлягають обов'язковій реєстрації перед введенням в експлуатацію.

Після монтажу, ремонту або реконструкції необхідно отримати дозвіл на експлуатацію.

Періодичні огляди проводяться: часткові — щорічно, повні — раз на три роки.

Результати перевірок заносяться до паспорта ліфта.

Ліфти повинні бути оснащені пристроями безпеки: кінцевими вимикачами, обмежувачами швидкості, блокуванням, світловою та звуковою сигналізацією.

7.3. Заходи по забезпеченню виробничої санітарії та гігієни праці

а) Для забезпечення оптимальних метеоумов в адміністративних приміщеннях (табл. 7.1) влаштовуються системи водяного опалення та кондиціонування повітря.

Таблиця 7.1 - Метеоумови в адміністративних приміщеннях згідно ДСН 3.3.6 - 042 - 99 "Санитарные нормы микроклимата производственных помещений"

Пора року	Категорія робіт	Температура повітря, °C	Відносна вологість, %	Швидкість повітря, м/с
Холодний період року	середньої тяжкості	18-20	60-40	0,1
Теплий період року	середньої тяжкості	21-23	60-40	0,1

В теплий період року для зниження температури повітря в робочому просторі необхідно використовувати природну вентиляцію, або кондиціонування СНиП 2.04.05-91 «Отопление вентиляция и кондиционирование», а в холодний період - систему опалення та приточно-витяжну вентиляцію з функцією підігріву зовнішнього повітря.

Розрахунок кондиціонування

Визначаємо значення прямої ($q_{в.п.}$) та розсіяної ($q_{в.р.}$) сонячної радіації о 17 годині :

$$q_{в.п.} = 344 \text{ ккал} / (\text{год} \cdot \text{м}^2)$$

$$q_{B.P.} = 95 \text{ ккал}/(\text{год} \cdot \text{м}^2)$$

Кількість теплоти, що надходить до приміщення через подвійне скління для розрахункової години розраховуємо :

де кількість теплоти, яка надходить до приміщення через світлові прорізи, які опромінюються та неопромінюються прямою сонячною радіацією відповідно;

K_1 — подвійне без перепльотів скління, незабруднене (незалежно від опромінення) = 0,9;

K_2 — забруднення скла незначне = 0,95;

$$q_o = (q_{B.I.} + q_{B.P.}) \cdot K_1 \cdot K_2 = (344 + 95) \cdot 0,9 \cdot 0,95 = 375,35 \text{ ккал}/(\text{год} \cdot \text{м}^2)$$

Площа віконного прорізу, яка опромінюється сонячною радіацією складає :

$$F_{np} = F_{o.o} - F_p = 2,4 - 0,27 = 2,13 \text{ м}^2$$

Загальна кількість теплоти, яка надходить до приміщення через віконний проріз :

$$Q_{o,np} = (q_o \cdot F_{np} + q_1 \cdot F_p) \cdot K_{nid}$$

де F_n, F_p — площа заповнення світлового прорізу, яка опромінюється прямою та розсіяною сонячною радіацією відповідно, м^2

K_{nid} коефіцієнт відносного проникнення сонячної радіації через заповнення світлового прорізу;

$$Q_{олр} = (375,35 \cdot 2,13 + 81,23 \cdot 0,27) \cdot 0,8 = 821,43 \text{ккал}/(\text{год} \cdot \text{м}^2)$$

Виділення теплоти від штучного освітлення :

$$Q_{осв} = 860 \cdot n \cdot N_{осв}$$

де n - коефіцієнт переходу електричної енергії в теплову, для люмінісцентних ламп, $n=0,5$.

$N_{осв}$ сумарна потужність джерел освітлення, кВт;

$$Q_{осв} = 860 \cdot 0,5 \cdot 0,8 = 344 \text{ккал}/\text{год}$$

Розрахунок виділення теплоти людьми :

$$Q_{л} = 130 \cdot 6 + 130 \cdot 6 \cdot 0,85 = 1443 \text{ккал}/\text{год}$$

Загальна кількість теплоти в розрахункову годину в лампі, яку необхідно відвести за допомогою кондиціонування, визначається сумою теплоти джерел теплонадходження :

$$Q_{ваг} = Q_{олр} + Q_{осв} + Q_{л} = 821,43 + 344 + 1443 = 2608,43 \text{ккал}/\text{год}$$

Оскільки площа приміщення складає 20м^2 , то найбільш доцільним є

використання кондиціонера типу SUZUKI SST- A09 Z з холодопродуктивністю 2600 ккал/год.

Час, необхідний для охолодження приміщення за допомогою цього кондиціонера :

$$\tau = \frac{C \cdot \gamma \cdot v \cdot (t_{\text{вн}} - t_{\text{норм.}})}{1 \text{ ккал} \cdot 2600 \cdot 0} = \frac{1000 \cdot 1,2 \cdot 90 \cdot (27 - 2,2)}{1 \text{ ккал} \cdot 2600 \cdot 2600} = 0,05 \text{ год.}$$

б) Забезпечення належного освітлення робочої зони

Для створення комфортних і безпечних умов праці особливе значення має правильна організація освітлення робочої зони. Рівень освітленості повинен відповідати вимогам ДБН В.2.5-28-2006 з урахуванням характеру виконуваних зорових робіт. Для адміністративних приміщень, де використовуються персональні комп'ютери, встановлюється VII розряд зорової роботи, при якому освітленість повинна становити не менше 200 лк.

Недостатній рівень освітлення або його нерівномірність можуть призводити до зниження продуктивності праці, погіршення якості виконання робіт, а також підвищення ризику виробничого травматизму. Неналежні умови освітлення викликають зоровий дискомфорт, який проявляється у вигляді відчуття напруженості, незручності та перевтоми очей.

Тривале перебування працівника в умовах недостатнього або неправильно організованого освітлення спричиняє зниження концентрації уваги, погіршення точності виконання операцій, розвиток як зорової, так і загальної втоми організму. Водночас освітлення виконує не лише утилітарну функцію, а й має значний психологічний та фізіологічний вплив на людину, формуючи комфортність робочого середовища та впливаючи на емоційний стан працівника.

Особливу увагу необхідно приділяти організації освітлення робочих місць користувачів персональних комп'ютерів. Для цієї категорії працівників

характерні так звані астенопічні явища, до яких належать біль в очах, різь, відчуття важкості в надбрівній ділянці, розпливчастість контурів зображення та погіршення чіткості зору.

Тривала робота за екраном монітора супроводжується зменшенням частоти моргання очей, що призводить до пересихання слизової оболонки ока та може спричинити розвиток синдрому «сухого ока». Це негативно впливає на стан зору та загальне самопочуття користувача.

Додатковим фактором негативного впливу є пульсація світлового потоку монітора або освітлювальних приладів, яка не відповідає нормативним вимогам. Така пульсація викликає підвищену втому, головний біль та загальний дискомфорт.

Значну небезпеку становить також засліплююча дія джерел світла. На робочих місцях з ПК вона проявляється сильніше, ніж в інших умовах, оскільки напрямок зору користувача майже горизонтальний. Це зменшує захисний ефект відблисків і сприяє прямому потраплянню світла від світильників або вікон в очі працівника. У результаті виникають не лише астенопічні симптоми, але й функціональні порушення органів зору.

Окремо слід враховувати вплив кольорового зображення на екрані. Використання кольорових шрифтів і елементів інтерфейсу збільшує навантаження на зоровий апарат, оскільки різні кольори мають різну довжину хвилі та сприймаються оком на різній відстані. Це потребує додаткової адаптації зору, що підвищує рівень втоми порівняно з чорно-білим зображенням.

Для забезпечення оптимальних умов освітлення необхідно:

- застосовувати комбіноване освітлення (природне та штучне);
- використовувати світильники з розсіяним світловим потоком;
- уникати прямої та відбитої засліплюючої дії світла;
- правильно орієнтувати робочі місця відносно джерел природного освітлення;
- забезпечувати відповідність параметрів освітлення встановленим нормативам.

Раціонально організоване освітлення є важливою складовою безпечних умов праці, що сприяє підвищенню ефективності роботи та збереженню здоров'я працівників.

7.4. Заходи по забезпеченню пожежної безпеки

Пожежна безпека на підприємстві є однією з найважливіших складових охорони праці та виробничої безпеки. Основними причинами виникнення пожеж і вибухів є порушення встановлених норм і правил, недотримання вимог законодавства, а також недостатній рівень підготовки персоналу. Зокрема, невиконання вимог Закон України «Про пожежну безпеку» суттєво підвищує ризик виникнення надзвичайних ситуацій.

До основних небезпечних факторів пожежі належать:

- відкритий вогонь і іскри;
- підвищена температура повітря та поверхонь;
- токсичні продукти горіння;
- задимлення приміщень;
- зниження концентрації кисню;
- руйнування будівельних конструкцій.

Ці фактори можуть призвести до травмування людей, отруєння продуктами горіння, значних матеріальних збитків та навіть загибелі працівників.

Аналіз причин пожеж показує, що близько 85 % випадків виникають через людський фактор — недбалість, порушення правил експлуатації обладнання та недостатню обізнаність у сфері пожежної безпеки. У зв'язку з цим важливим є впровадження системного підходу до організації протипожежного захисту підприємства.

Основні заходи забезпечення пожежної безпеки

- 1) Розроблення системи протипожежного захисту підприємства

На підприємстві повинні бути розроблені комплексні заходи забезпечення пожежної безпеки відповідно до вимог НАПБ А.01.001-04 та чинного законодавства. Вони повинні охоплювати всі етапи діяльності підприємства.

2) Організаційно-розпорядча документація

Щорічно видається наказ «Про організацію пожежної безпеки», в якому визначаються відповідальні особи, встановлюється протипожежний режим та регламентуються дії персоналу у разі пожежі.

3) Навчання та інструктажі з пожежної безпеки

Відповідно до вимог Наказ МНС України №368 від 29.09.2003 усі працівники повинні проходити:

- вступний інструктаж;
- первинний інструктаж на робочому місці;
- повторний;
- позаплановий;
- цільовий інструктаж.

Також посадові особи проходять навчання за програмою пожежно-технічного мінімуму. Допуск до роботи осіб, які не пройшли навчання та перевірку знань, забороняється.

4) Регламентування пожежонебезпечних робіт

На підприємстві встановлюється порядок:

- куріння (визначення спеціально обладнаних місць);
- використання відкритого вогню;
- застосування електронагрівальних приладів;
- проведення зварювальних та інших вогневих робіт.

5) Блискавкозахист будівель і споруд

Об'єкти підприємства повинні бути обладнані системами блискавкозахисту відповідно до вимог РД 34.21.122-87 та ВБН 58-87.

6) Застосування знаків безпеки

Територія підприємства та виробничі приміщення повинні бути оснащені знаками безпеки, виконаними відповідно до вимог ГОСТ 12.4.026-76 та

ДСТУ ISO 6309:2007.

7) Створення пожежно-технічної комісії

На підприємстві організовується пожежно-технічна комісія відповідно до вимог Наказ МНС України №70 від 11.02.2004, яка здійснює контроль за станом пожежної безпеки.

8) Організація добровільних пожежних дружин

Для оперативного реагування на пожежі створюються добровільні пожежні формування відповідно до Постанови КМУ №136 від 25.02.2009.

9) Забезпечення первинними засобами пожежогасіння

Підприємство повинно бути забезпечене вогнегасниками згідно з вимогами:

-Наказ МНС №151 від 02.04.2004

-Наказ МНС №152 від 02.04.2004

Кількість і типи вогнегасників визначаються залежно від категорії приміщень.

10) Автоматичні системи пожежного захисту

Об'єкти підприємства повинні бути обладнані системами пожежної сигналізації та автоматичного пожежогасіння відповідно до Наказ МНС №161 від 22.08.2005.

11) Забезпечення водопостачання для пожежогасіння

Для гасіння пожеж передбачається створення необхідного запасу води відповідно до вимог СНиП 2.04.02-84.

12) Експертиза проектної документації

Проекти будівництва підлягають обов'язковій перевірці на відповідність вимогам пожежної безпеки згідно з Постановою КМУ №483 від 11.04.2002.

13) Система оповіщення про пожежу

На підприємстві повинна бути організована система оповіщення персоналу про пожежу. У приміщеннях на видимих місцях розміщуються таблички з номерами виклику пожежної охорони.

14) Контроль та відповідальність керівництва

Керівник підприємства зобов'язаний забезпечувати контроль за дотриманням вимог пожежної безпеки та вживати заходів щодо усунення порушень.

15) Розслідування пожеж

У разі виникнення пожежі проводиться службове розслідування відповідно до вимог Постанова КМУ №2030 від 26.12.2003.

Комплексне впровадження організаційних, технічних та профілактичних заходів, а також суворе дотримання нормативних вимог дозволяє значно знизити ризик виникнення пожеж, забезпечити безпеку працівників і зберегти матеріальні цінності підприємства.

7.5. Заходи по забезпеченню умов праці при надзвичайних ситуаціях.

Забезпечення безпечних умов праці в умовах надзвичайних ситуацій (НС) є важливою складовою системи цивільного захисту підприємства. Основною метою є підвищення стійкості функціонування об'єкта господарювання, збереження життя і здоров'я працівників, а також мінімізація матеріальних втрат.

Підвищення стійкості систем енергозабезпечення

Одним із ключових напрямків є забезпечення безперебійного постачання електроенергії. Стійкість системи електропостачання досягається шляхом резервування джерел живлення відповідно до вимог ПУЕ 2013.

Підприємства повинні житися не менше ніж від двох незалежних джерел електроенергії, розташованих на достатній відстані один від одного, що виключає їх одночасне пошкодження. У разі неможливості такого підк-

лючення передбачається використання автономних резервних джерел (дизель-генераторів, акумуляторних установок).

Додатково передбачаються такі заходи:

- будівництво резервних трансформаторних підстанцій;
- розміщення розподільчих пристроїв у захисних спорудах;
- перехід від повітряних ліній електропередач до підземних кабельних мереж;
- встановлення автоматичних пристроїв захисту від перенапруг.

Застосування таких технічних рішень дозволяє значно підвищити надійність електропостачання в умовах аварій або зовнішніх впливів.

Підвищення стійкості газопостачання

Газопостачання на підприємствах використовується як для енергетичних, так і для технологічних потреб. Пошкодження газових мереж може призвести до виникнення пожеж і вибухів, тому необхідно передбачити заходи підвищення їх надійності.

Основні заходи включають:

- створення резервних запасів газу у підземних сховищах;
- використання альтернативних видів палива;
- встановлення запірної арматури з дистанційним керуванням;
- автоматичне відключення пошкоджених ділянок газопроводів.

Ці заходи дозволяють оперативно локалізувати аварії та запобігти виникненню вторинних небезпечних факторів.

Підвищення стійкості водопостачання

Надійність систем водопостачання є критичною для функціонування підприємства, особливо в умовах надзвичайних ситуацій. Вихід з ладу водопостачання може призвести до повної зупинки виробничих процесів.

Для забезпечення безперебійної роботи передбачаються:

- створення резервних джерел водопостачання;
- заглиблення водопровідних мереж у ґрунт для їх захисту;
- впровадження систем оборотного водопостачання;
- створення запасів води для виробничих і протипожежних потреб.

Нормативні вимоги до систем водопостачання визначені СНиП 2.04.02-84.

Загальні заходи забезпечення безпеки персоналу

Для зниження ризику травматизму та забезпечення безпеки працівників в умовах НС необхідно реалізувати комплекс організаційних і технічних заходів:

- проведення регулярних інструктажів з охорони праці та дій у надзвичайних ситуаціях;
- допуск до роботи лише підготовленого персоналу;
- періодична перевірка та атестація обладнання;
- встановлення захисних огорожень, що унеможливають доступ до небезпечних зон;
- застосування засобів індивідуального та колективного захисту.

Забезпечення нормативних умов мікроклімату

У адміністративних та побутових приміщеннях повинні підтримуватися оптимальні параметри мікроклімату відповідно до ДСН 3.3.6-042-99.

Для цього застосовуються:

- системи опалення;
- вентиляція;
- кондиціонування повітря.

Це дозволяє забезпечити комфортні умови праці навіть у складних ситуаціях.

Протипожежний захист у надзвичайних ситуаціях

Для запобігання пожежам і їх ліквідації підприємство повинно бути оснащено засобами пожежогасіння відповідно до вимог НАПБ А.01.001-04.

До таких засобів належать:

- системи протипожежного водопостачання;
- вогнегасники;
- пожежні щити та ящики з піском;
- автоматичні системи пожежної сигналізації.

Організація евакуації та дій у НС

Важливим елементом забезпечення безпеки є підготовка персоналу до дій у надзвичайних ситуаціях. Для цього необхідно:

- розробити плани евакуації;
- забезпечити справність систем оповіщення;
- проводити тренування та навчання персоналу;
- підтримувати у готовності захисні споруди.

Забезпечення ефективної евакуації дозволяє мінімізувати втрати серед персоналу у разі виникнення небезпеки.

Комплексне впровадження заходів із підвищення стійкості інженерних систем, організації безпечної роботи персоналу та готовності до дій у надзвичайних ситуаціях забезпечує надійне функціонування підприємства навіть в умовах аварій і катастроф, а також значно знижує ризики для життя і здоров'я працівників.

8. ЦИВІЛЬНА ОБОРОНА

8.1 Задачі цивільної оборони

Цивільний захист є невід'ємною складовою системи загальнодержавних заходів безпеки, спрямованих на захист населення, територій, матеріальних і культурних цінностей від наслідків надзвичайних ситуацій техногенного, природного та воєнного характеру. Його функціонування регламентується вимогами Кодексу цивільного захисту України.

Основною метою цивільного захисту є забезпечення безпеки життєдіяльності населення, зниження рівня ризиків виникнення надзвичайних ситуацій, а також мінімізація їх наслідків.

Основні завдання цивільного захисту

1) Захист населення і територій від небезпечних факторів

Захист населення здійснюється шляхом реалізації комплексу організаційних, інженерно-технічних та спеціальних заходів, спрямованих на зменшення впливу небезпечних факторів, таких як:

- аварії на промислових об'єктах;
- стихійні лиха;
- пожежі та вибухи;
- викиди небезпечних хімічних речовин.

Реалізація цих заходів дозволяє створити безпечні умови для проживання населення та функціонування об'єктів господарювання навіть у складних умовах.

2) Підвищення стійкості функціонування об'єктів господарювання

Стійкість роботи підприємств у надзвичайних ситуаціях досягається завчасним проведенням комплексу заходів, серед яких:

- впровадження резервних систем енергопостачання;
- захист виробничих фондів;

- дублювання систем управління;
- створення матеріальних резервів.

Ці заходи дозволяють мінімізувати зупинку виробництва та забезпечити швидке відновлення діяльності підприємства після виникнення НС.

3) Організація та проведення рятувальних і аварійно-відновлювальних робіт

Одним із ключових завдань є проведення рятувальних робіт у зонах ураження, що включає:

- пошук і евакуацію постраждалих;
- надання першої допомоги;
- ліквідацію наслідків аварій.

Без своєчасного виконання цих заходів неможливе відновлення нормальної життєдіяльності населення та роботи підприємств.

Організація системи цивільного захисту

Система цивільного захисту в Україні побудована за територіально-виробничим принципом.

Територіальний принцип передбачає організацію заходів цивільного захисту на рівні:

- областей;
- районів;
- міст;
- територіальних громад.

Відповідальність за стан цивільного захисту на відповідній території покладається на органи місцевого самоврядування.

Виробничий принцип полягає в організації цивільного захисту безпосередньо на підприємствах, в установах та організаціях. Керівники підприємств є відповідальними за забезпечення заходів цивільного захисту на підпорядкованих об'єктах.

Завдання цивільного захисту на об'єктах господарювання

На підприємствах цивільний захист організовується з метою:

- завчасної підготовки до можливих надзвичайних ситуацій;
- зниження втрат серед персоналу;
- підвищення стійкості виробничих процесів;
- забезпечення швидкого проведення аварійно-рятувальних робіт.

Оцінка хімічної обстановки (за умовами дипломного проєкту)

У межах даного дипломного проєкту виконано оцінку хімічної обстановки методом прогнозування у випадку аварійної ситуації — руйнування ємності з небезпечною хімічною речовиною.

Вихідні дані для розрахунку:

- кількість небезпечної речовини — 30 т;
- речовина — аміак (NH_3);
- ступінь вертикальної стійкості атмосфери — ізотермія;
- швидкість вітру — 3 м/с;
- температура повітря та ґрунту — 0 °С.

Аміак є токсичною речовиною, яка при викиді в атмосферу може утворювати небезпечну зону зараження, що становить загрозу для життя і здоров'я людей.

Оцінка масштабів можливого ураження дозволяє:

- изначити межі небезпечної зони;
- організувати своєчасну евакуацію персоналу;
- розробити ефективні заходи локалізації та ліквідації наслідків аварії.

Цивільний захист відіграє ключову роль у забезпеченні безпеки населення та стабільного функціонування підприємств. Реалізація його завдань дозволяє значно знизити ризики виникнення надзвичайних ситуацій та мінімізувати їх наслідки.

8.2 Прогнозування глибин зон зараження СДОР

Прогнозування масштабів хімічного зараження є важливим етапом оцінки обстановки при аваріях на хімічно небезпечних об'єктах. Воно дозволяє визначити межі небезпечних зон, організувати захист персоналу та своєчасно вжити заходів щодо ліквідації наслідків аварії.

Під еквівалентною кількістю СДОР розуміється така кількість речовини, яка за умов інверсії створює зону зараження, еквівалентну фактичним умовам викиду при заданому ступені вертикальної стійкості атмосфери.

Визначимо еквівалентну кількість сильнодіючої отруйної речовини по первинній хмарі:

$$Q_{екв} = K_1 \cdot K_3 \cdot K_5 \cdot K_7 \cdot Q_0, \quad (8.1)$$

де K_1 - коефіцієнт, що залежить від умов збереження СДОР – прийняти $K_1 = 0,18$;

K_3 - коефіцієнт, дорівнює відношенню граничної токсичної дози хлору до граничної дози іншого СДОР; $K_3 = 1$;

K_5 - коефіцієнт, що враховує ступінь вертикальної стійкості повітря, приймається рівним: для інверсії – 1, для ізотермії – 0,23, для конвекції – 0,08;

K_7 - коефіцієнт, що враховує вплив температури повітря $K_7 = 1$;

Q_0 - кількість викинутого (розлитого) при аварії СДОР, $Q_0 = 120$ т.

Тоді

$$Q_{екв1} = 0,18 \cdot 1 \cdot 0,23 \cdot 1 \cdot 120 = 4,97 \text{ т.}$$

По другій хмарі

$$Q_{екв2} = (1 - K_1) \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7 \cdot \frac{Q_0}{h \cdot d}, \quad (8.2)$$

де K_2 - коефіцієнт, що залежить від фізико-хімічних властивостей СДОР,

$$K_2 = 0,052;$$

K_4 - коефіцієнт, що враховує швидкість вітру

$$K_4 = 1 + 0,33(V - 1), \quad (8.3)$$

де V - швидкість вітру, м/с,

$$K_4 = 1 + 0,33(3 - 1) = 1,66,$$

K_6 - коефіцієнт, що залежить від часу, що пройшов після аварії N значення коефіцієнта. Визначається після розрахунку тривалості випару $T_{исп}$.

$$T_{исп} = \frac{h \cdot d}{K_2 \cdot K_4 \cdot K_7}, \quad (8.4)$$

де h – товщина шару СДОР, м (при розливі – 0,05 м); d – щільність СДОР, т/м³, $d = 1,558$;

$$N^{0,8} \text{ при } N < T;$$

$$K_6 = N^{0,8} \text{ при } N < T \text{ при } T < 1 \text{ ч, } K_6 \text{ приймається для } 1 \text{ ч.}$$

Тоді

$$T_{исп} = \frac{0,05 \cdot 1,558}{0,052 \cdot 1,66 \cdot 1} = 0,9 \text{ м,}$$

$$Q_{\text{екв2}} = \frac{120}{(1-0,18) \cdot 0,052 \cdot 1 \cdot 1,66 \cdot 0,23 \cdot 1 \cdot 0,05 \cdot 1,558} = 25 \text{ т.}$$

Визначимо глибини зон зараження при аварії на хімічно небезпечному об'єкті. По таблицям визначемо глибини зон зараження: первинної хмари $\Gamma_{\text{пх}}$ і вторинної хмари $\Gamma_{\text{вх}}$ в залежності від еквівалентної кількості речовини і швидкості вітру.

Глибина зони зараження для первинної хмари (4,97 т, приймаємо 5 т і швидкість вітру 3 м/с) складе 5,34 км. $\Gamma_{\text{пх}} = 5,34$ км; глибина зони для вторинної хмари зараження

$$\Gamma_{\text{вх}} = \frac{20,59 - 11,94}{11,94 + 50 - 20(24,8 - 10)} = 13,32 \text{ км.} \quad (8.5)$$

Повна глибина зони зараження Γ (км) обумовлюється впливом первинної і вторинної хмари СДОР:

$$\Gamma = \Gamma^1 + 0,5M^{11}, \quad (8.6)$$

де Γ^1 - найбільший, Γ^{11} - найменший з розмірів $\Gamma_{\text{по}}$ і $\Gamma_{\text{во}}$,

$$\Gamma = 13,32 + 0,5 \cdot 5,34 = 15,98 \text{ км.}$$

8.3 Заходи щодо захисту населення

Захист населення при аваріях з викидом сильнодіючих отруйних речовин (СДОР), зокрема аміаку, є одним із пріоритетних завдань системи цивільного захисту. Ефективність захисту досягається завдяки завчасному плануванню та реалізації комплексу організаційних, інженерно-технічних і спеціальних заходів.

Усі заходи щодо захисту населення доцільно поділити на профілактичні (запобіжні) та заходи, що здійснюються під час ліквідації наслідків аварії.

1. Профілактичні (запобіжні) заходи

Профілактичні заходи спрямовані на зниження ймовірності виникнення аварій та мінімізацію їх можливих наслідків.

До основних заходів належать:

а) Підтримання в постійній готовності систем оповіщення населення

Забезпечується функціонування автоматизованих систем оповіщення, сирен, гучномовців, а також сучасних каналів інформування (мобільний зв'язок, цифрові мережі).

б) Підвищення надійності обладнання та комунікацій із СДОР

Передбачає регулярний контроль технічного стану резервуарів, трубопроводів, запірної арматури, а також впровадження систем автоматичного контролю витоків.

в) Удосконалення захисних споруд (сховищ)

Сховища повинні бути обладнані системами вентиляції, фільтрації та регенерації повітря, що забезпечує безпечне перебування людей у разі хімічного зараження.

г) Забезпечення населення засобами індивідуального захисту

Збільшення запасів промислових протигазів, респіраторів та інших засобів захисту органів дихання, а також організація їх правильного зберігання і видачі.

д) Підготовка спеціалізованих формувань цивільного захисту
Проведення навчань і тренувань аварійно-рятувальних підрозділів, підвищення їх готовності до дій у надзвичайних ситуаціях.

е) Створення запасів дегазуючих речовин
Формування резервів спеціальних хімічних засобів для нейтралізації небезпечних речовин і обробки заражених територій.

2. Заходи під час ліквідації наслідків аварії

У разі виникнення аварії з викидом СДОР реалізується комплекс оперативних заходів, спрямованих на захист життя і здоров'я населення.

Основні з них:

а) Оповіщення населення про небезпеку
Негайне інформування людей про загрозу з використанням усіх доступних засобів зв'язку та доведення інструкцій щодо подальших дій.

б) Проведення хімічної розвідки та оцінка обстановки
Визначення меж зони зараження, концентрації небезпечної речовини та напрямку її поширення.

в) Укриття населення або евакуація із небезпечної зони
Люди направляються до захисних споруд або організовано виводяться (евакууються) за межі зараженої території.

г) Надання медичної допомоги постраждалим
Організація першої допомоги, проведення санітарної обробки та госпіталізація уражених.

д) Проведення рятувальних та інших невідкладних робіт
Ліквідація аварії, усунення її наслідків, відновлення життєво важливих систем.

е) Проведення дегазації території, техніки та споруд
Обробка заражених поверхонь спеціальними розчинами з метою нейтралізації небезпечних речовин.

Комплексне поєднання профілактичних та оперативних заходів забезпечує ефективний захист населення в умовах аварій з викидом СДОР. Завчасна підготовка, технічна оснащеність та організовані дії у надзвичайній ситуації дозволяють значно зменшити кількість постраждалих і мінімізувати наслідки аварії.

9. ЕЛЕКТРОУСТАТКУВАННЯ КРАНУ

9.1 Вступ

Електроустаткування кранів є важливою складовою частиною їхньої конструкції, яка забезпечує керування механізмами, їхню безпечну експлуатацію та захист від аварійних режимів роботи. Особливістю кранових установок є те, що вони працюють у складних умовах, пов'язаних із постійним рухом, вібраціями та динамічними навантаженнями, що висуває підвищені вимоги до надійності електричних систем.

Одним із основних елементів електроустаткування крана є захисні панелі, які виконують функції подачі електроенергії до електроприводів (ЕП) механізмів, а також їх своєчасного відключення у разі виникнення аварійних або небезпечних режимів роботи.

Подача напруги на електроприводи здійснюється за допомогою спеціального ввідного пристрою з індивідуальним ключем-маркою. Конструкція такого пристрою передбачає неможливість вилучення ключа без попереднього відключення живлення. Це забезпечує, що введення крана в роботу може виконувати лише відповідальна особа, яка має відповідний ключ, що значно підвищує рівень експлуатаційної безпеки.

Згідно з вимогами “Правила улаштування електроустановок”, захисні панелі забезпечують комплекс електричних захистів, зокрема:

- захист від струмів короткого замикання (КЗ);
- захист від перевантажень;
- нульовий захист;
- захист при несправностях схем керування;
- захист у випадку заклинювання механізмів або обриву гальмівних ланцюгів.

Вимоги до розміщення електроустаткування

Усе електроустаткування, розміщене в кабіні керування крана, повинно бути:

- закритим у металевих заземлених кожухах;
- герметично ізольованим від зовнішнього середовища;
- недоступним для випадкового дотику до струмоведучих частин.

У кабіні машиніста обов'язково встановлюється пристрій аварійного відключення, який дозволяє:

- здійснювати безпосереднє або дистанційне відключення живлення;
- знеструмлювати всі кабельні лінії крана (крім ввідних).

Доступ до елементів електроустаткування, розташованих поза кабіною (на мосту крана, візку тощо), здійснюється через двері або люки з електричними блокуваннями. Такі блокування автоматично відключають живлення при відкритті, що виключає можливість ураження електричним струмом.

Особливості експлуатації електроустаткування кранів

Крани є рухомими установками, що працюють в умовах:

- вібрацій;
- механічних ударів;
- змінних навантажень.

Це значно підвищує ризик пошкодження кабелів і проводів порівняно зі стаціонарними електромережами. Тому особлива увага приділяється вибору кабельної продукції, способам її прокладання та захисту.

Захист від струмів короткого замикання

Одним із найважливіших завдань є захист електроустаткування від струмів короткого замикання, які для провідників перерізом $2,5 \div 95 \text{ мм}^2$ можуть досягати 1200–2500 А.

Для захисту застосовуються:

- плавкі запобіжники;
- автоматичні вимикачі (типу АП50, АК63, АСТ25 та ін.).

Орієнтовне значення струму короткого замикання визначається за формулою:

$$I_{к.з.д.} = I_{к.з.ф.} \cdot \frac{\sqrt{S_n}}{14}, \quad (9.1)$$

де $I_{к.з.ф.}$ - струм короткого замикання у фазі живильної лінії через 0,04;

S_n - перетин проводу в розглянутій мережі, мм².

Фазний струм короткого замикання $I_{к.з.ф.}$ у будь-якій частині кранового електромонтажу після введення для електромережі перемінного струму до кінця другого періоду, тобто при $t_{к.з.} = 0,04$ з, з достатньої для практики точністю може бути визначений по формулі

$$I_{к.з.ф.} = 12I_{НОМ} + \frac{u_{НОМ}^2}{100} (\lg P - 1)^2, \quad (9.2)$$

$I_{НОМ}$ - тривалий номінальний струм кабелю в мережі, де відбулося коротке замикання, А;

P – потужність трансформатора живильної мережі, кв·А;

$u_{НОМ}$ - номінальна напруга, В.

Ударний струм короткого замикання в момент часу $t_{к.з.} = 0,01$ з може складати 150-200 % струму короткого замикання, розрахованого по (9.2). Для забезпечення стійкості до короткого замикання електроапаратура крана повинна мати електродинамічну стійкість у межах струму короткого замикання по (9.2) і одnoseкунду термічну стійкість до струмів, що складають не менш 40 % струму визначеного (9.2). Захисний пристрій на лінії, що живить кран, повинен бути розрахований на відключення струму короткого замикання, а захист на крані, що спрацьовує протягом часу, який перевищує 0,06з, розраховується на відключення струму, що складає 60% значення, обчисленого по (9.2).

Захист електроприводів крана від перевантажень базується на контролі пускових режимів і попередженні аварійних ситуацій, зокрема заклинювання механізмів. Особливо це стосується асинхронних електродвигунів з короткозамкненим ротором, які широко застосовуються в кранових механізмах.

При ступінчастому пуску електродвигунів здійснюється контроль пускового струму, який не повинен перевищувати 230 % номінального струму, що відповідає розрахунковій потужності електропривода. Перевищення цього значення може призвести до перегріву обмоток, прискореного зносу ізоляції та виходу двигуна з ладу.

З метою забезпечення надійного захисту апаратура налаштовується на струм спрацювання в межах 250–275 % номінального струму. Такий діапазон дозволяє, з одного боку, уникнути помилкових спрацювань під час пуску, а з іншого — забезпечити своєчасне відключення при перевантаженні або заклинюванні механізму.

Особливості захисту при обриві фази

Захист від обриву фази в кранових електроприводах, як правило, не застосовується. Це пояснюється такими факторами:

- відсутністю простих, надійних і економічно доцільних пристроїв контролю фазної напруги;
- відносно низькою ймовірністю виникнення обриву фази як у межах крана, так і в зовнішній мережі;
- конструктивними особливостями систем електропостачання кранів.

Крім того, у головних електричних колах кранів не рекомендується застосування плавких запобіжників, що додатково знижує ризик асиметричних режимів роботи.

Сучасні підйомні механізми обладнуються системами динамічного гальмування з самозбудженням, які прийшли на заміну гальмуванню протиковлюченням. Застосування таких систем значно підвищує безпеку експлуатації, оскільки мінімізує ризик падіння вантажу навіть у випадку порушення живлення, зокрема при можливому обриві фази.

Нульове блокування електроприводів

Відповідно до вимог нормативних документів, зокрема “Держгірпромнагляд України”, електроприводи кранів повинні бути обладнані системою нульового блокування.

Суть нульового блокування полягає в тому, що:

-при зникненні напруги автоматично відключаються всі електроприводи механізмів крана;

-повторне включення можливе лише після повернення органів керування (контролерів, командоапаратів) у нульове положення.

Ця вимога не поширюється на системи керування з підлоги, оснащені кнопковими постами з самоповерненням кнопок, оскільки в таких системах виключається можливість фіксації команди на включення.

Значення нульового блокування

Наявність нульового блокування має важливе значення для забезпечення безпеки, оскільки воно:

-виключає самовільний запуск електроприводів після відновлення електроживлення;

-запобігає неконтрольованому руху механізмів крана;

-унеможлиблює повторне включення електроприводів після спрацювання захисних пристроїв без участі оператора.

Комплекс заходів із захисту електроприводів крана — контроль пускових струмів, захист від перевантажень, застосування сучасних систем гальмування та нульового блокування — забезпечує надійну та безпечну роботу обладнання. Це дозволяє мінімізувати ризик аварійних ситуацій і підвищити загальний рівень експлуатаційної безпеки кранових установок.

9.2 Захисні панелі

Захисна панель крана (рис. 9.1) є комплектним електротехнічним пристроєм, призначеним для подачі електроживлення до електроприводів крана, а також для їх захисту від аварійних режимів роботи та забезпечення безпечної експлуатації обладнання.

До складу захисної панелі входять основні елементи:

-головний рубильник живлення крана;

- лінійний контактор, який забезпечує реалізацію нульового захисту та автоматичне відключення при його спрацюванні;
- запобіжники ланцюгів керування;
- комплект максимальних реле;
- кнопкові та пакетні перемикачі керування.

Типи захисних панелей

Більшість мостових і козлових кранів комплектуються захисними панелями таких типів:

- ППЗБ 160 — для кранів, що працюють від мережі постійного струму;
- ПЗКБ 250 — для кранів, що живляться від мережі змінного струму;
- ПЗКБ 400 — для кранів змінного струму підвищеної потужності.

Технічні дані захисних панелей приведені в табл. 9.1.

Таблиця 9.1 Технічні дані захисних панелей

Тип панелі	Номинальний струм уведення при ПВ=100%	Номинальний струм контактора при ПВ=100%, А	Тік контактора, при ПВ=60%, А	Максимальний комутаційний струм, А	Тік термічної стійкості, А	Число максимальних реле типу РС0401 шт.
ППЗБ160	250	160	200	1600	3000	8
ПЗКБ250	400	250	320	2500	4500	8
ПЗКБ400	160	160	200	1600	3000	4

Конструктивне виконання

Захисна панель виконана у вигляді металевої шафи, в якій на задній стінці змонтовані електричні апарати:

- рубильник (QS);
- контактор (KM);
- максимальні реле (PMO, 1PM–6PM);
- запобіжники (FU1, FU2);
- допоміжні апарати керування.

Шафа закривається дверима з замком, що обмежує доступ сторонніх осіб. Рукоятка головного рубильника та кнопка керування виведені назовні, що забезпечує зручність експлуатації.

Панелі мають ступінь захисту IP22 та призначені для роботи в кліматичних категоріях В2, Т2, що дозволяє їх використання в промислових умовах.

Захисні функції панелей

У захисних панелях встановлюються максимальні реле типу РЕО401, які забезпечують захист електроприводів від струмів короткого замикання.

Додатково можуть застосовуватись:

теплові реле — для захисту електродвигунів від перевантаження;

позисторні системи захисту — для контролю температури обмоток двигунів.

Особливості застосування захисних панелей

Залежно від сумарної потужності електроприводів крана можливі два варіанти живлення:

а) живлення всіх електродвигунів через захисну панель

Використовується, якщо сумарна потужність не перевищує допустимі значення, наведені в таблиці.

б) комбіноване живлення

У цьому випадку:

-частина електроприводів живиться через захисну панель;

-найбільш потужні електроприводи мають індивідуальний захист і підключаються безпосередньо до ввідного фідера.

Живлення потужних електроприводів

а) для кранів із сумарною потужністю електроприводів понад 125 кВт передбачаються додаткові вимоги:

-кожен електропривід потужністю понад 80 кВт повинен живитися через окремий автоматичний вимикач;

-такі вимикачі встановлюються поблизу відповідних магнітних контролерів;

-у кабіні машиніста встановлюється окремий автоматичний вимикач для:

ланцюгів керування;

електроприводів сумарною потужністю до 80 кВт.

б) для захисту потужних електроприводів застосовуються автоматичні вимикачі типу:

-А3730 (на струм до 400 А).

Захисні панелі є ключовим елементом системи електроустаткування крана, що забезпечує:

-безпечне підключення електроприводів;

-захист від коротких замикань і перевантажень;

-зручність керування та обслуговування.

Раціональний вибір типу панелі та її правильне застосування дозволяють підвищити надійність роботи крана і знизити ризик аварійних ситуацій.

9.3 Електропривод механізму підйому

Для керування механізмом підйому крана обрано магнітну станцію типу ТСА, електрична схема якої наведена на рис. 9.2. З метою розширення діапазону регулювання швидкості в даній схемі використовується режим однофазного гальмування, що застосовується при спуску не лише легких, але й важких вантажів. У цілому діапазон регулювання швидкості становить близько 3,5:1. Його розширення досягається як завдяки використанню однофазного гальмування, так і за рахунок автоматизації пуско-гальмівних процесів у часі.

Схема магнітного контролера типу ТСА забезпечує автоматизоване виконання основних режимів роботи електропривода: пуску, реверсування, гальмування, а також ступінчастого регулювання швидкості підйому і спуску вантажів. Керування здійснюється за допомогою командоконтролера (КК),

який має по чотири фіксовані положення для напрямків підйому та спуску. Механічні характеристики привода у відносних одиницях наведені на рис. 9.3, де за базові прийнято швидкість ідеального холостого ходу та номінальний момент навантаження на валу двигуна.

Перше положення командоконтролера (SA) використовується для створення мінімального пускового моменту. Воно призначене для вибору люфтів у механізмах, усунення слабину каната, а також для підйому малих вантажів на зниженій швидкості (характеристика 1П на рис. 9.3). Друге положення (KK) відповідає підйому важких вантажів із малою швидкістю (характеристика 2П). На третьому положенні здійснюється перший ступінь розгону електродвигуна (характеристика 3П), причому пусковий струм на цьому етапі не перевищує уставку максимальних реле. Подальші ступені розгону реалізуються автоматично за допомогою реле часу КТ1 і КТ2, що відповідає характеристиці 4П.

У режимі спуску передбачено декілька способів регулювання швидкості електропривода. На першому та другому положеннях командоконтролера (характеристики 1С і 2С на рис. 9.3) використовується режим противключення. На третьому положенні (характеристика 3С) реалізується однофазне гальмування. На четвертому положенні, коли всі ступені резисторів у колі ротора виведені, здійснюється спуск вантажу з максимальною швидкістю (характеристика 4С) у режимі рекуперативного гальмування.

Характеристика 4С може використовуватись як для спуску важких, так і легких вантажів у різних режимах роботи. Перші два положення, як правило, застосовуються для отримання малих швидкостей спуску, особливо для вантажів, маса яких близька до номінальної.

Регулювання швидкості здійснюється шляхом поетапного виведення ступенів резисторів із кола ротора електродвигуна. Це виконується за допомогою контакторів прискорення КМ1–КМ4, а також контакторів противключення КМБ. У деяких випадках передбачено паралельне з'єднання резисторів, що застосовується при навантаженнях, які перевищують допустимі для контактів роторних контакторів.

Режим однофазного гальмування (характеристика 3С), як зазначалося, використовується переважно для спуску легких вантажів. Комбінуючи режими противовключення та однофазного гальмування (переміщенням рукоятки командоконтролера між першим, другим і третім положеннями), можна плавно регулювати швидкість спуску в діапазоні приблизно 3:1–4:1.

У схемах магнітних станцій типів ТСА і КЗ, що випускалися до 1979 року, однофазне гальмування реалізовувалося за допомогою окремого контактора. У даній схемі (рис. 9.2) цей контактор не передбачений.

Для реалізації режимів спуску за характеристиками 1С і 2С оператор повинен додатково натискати педаль SP при встановленні рукоятки командоконтролера у відповідне положення. Таке керування є вимушеним через м'які механічні характеристики електропривода, оскільки існує ймовірність підйому вантажу замість його спуску.

Схема також передбачає можливість як послідовного, так і паралельного вмикання резисторів у колі ротора, що дозволяє адаптувати роботу привода до різних умов навантаження.

Електропривод оснащений стандартними засобами захисту, до яких належать:

- нульовий захист (реле КН);
- максимальний струмовий захист (реле КА);
- кінцеві вимикачі (SQ1, SQ2), що обмежують хід механізму.

Таким чином, застосування магнітної станції типу ТСА забезпечує надійну, безпечну та ефективну роботу механізму підйому крана, а також необхідну гнучкість у регулюванні швидкості в різних режимах експлуатації.

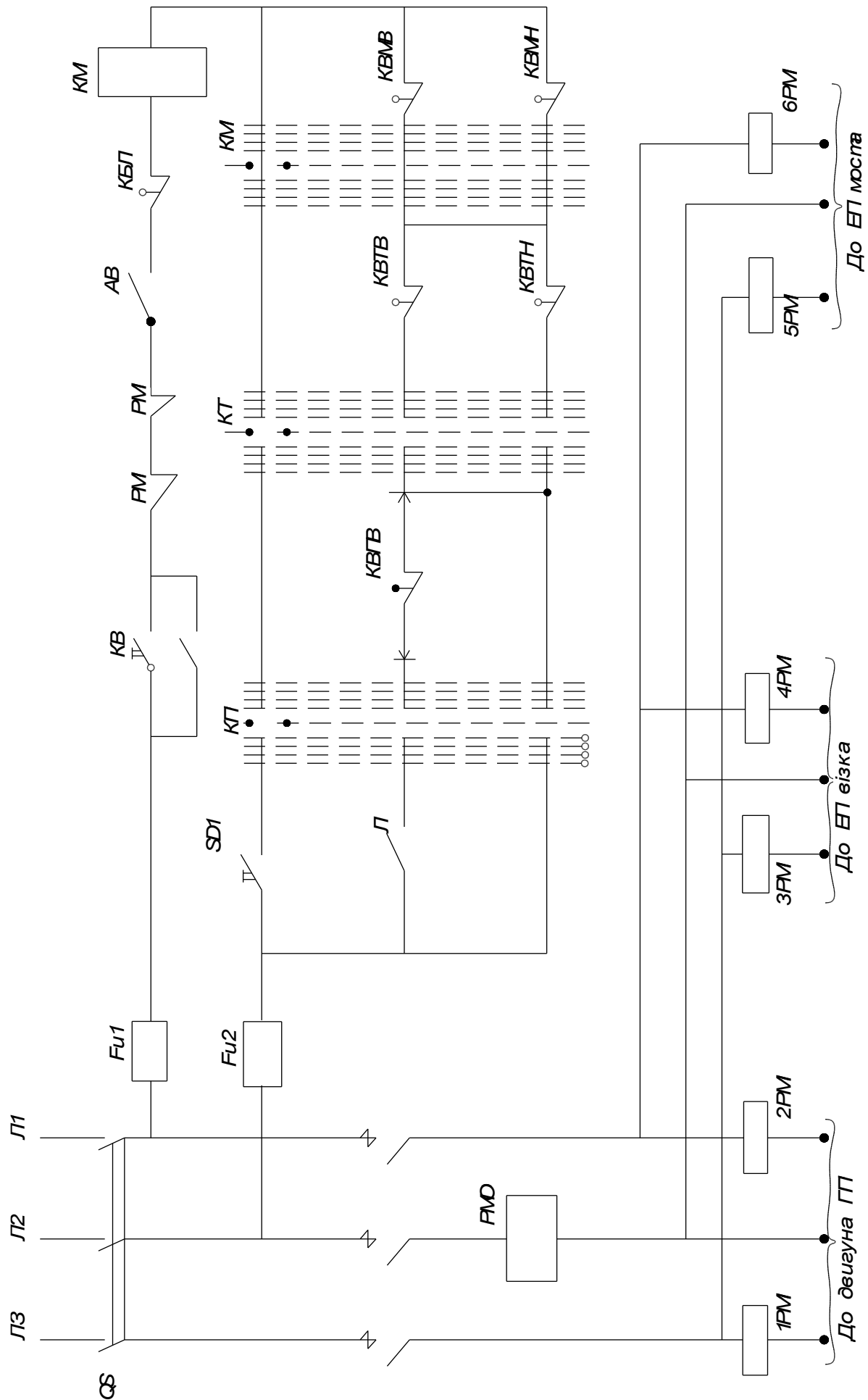


Рисунок. 9.1

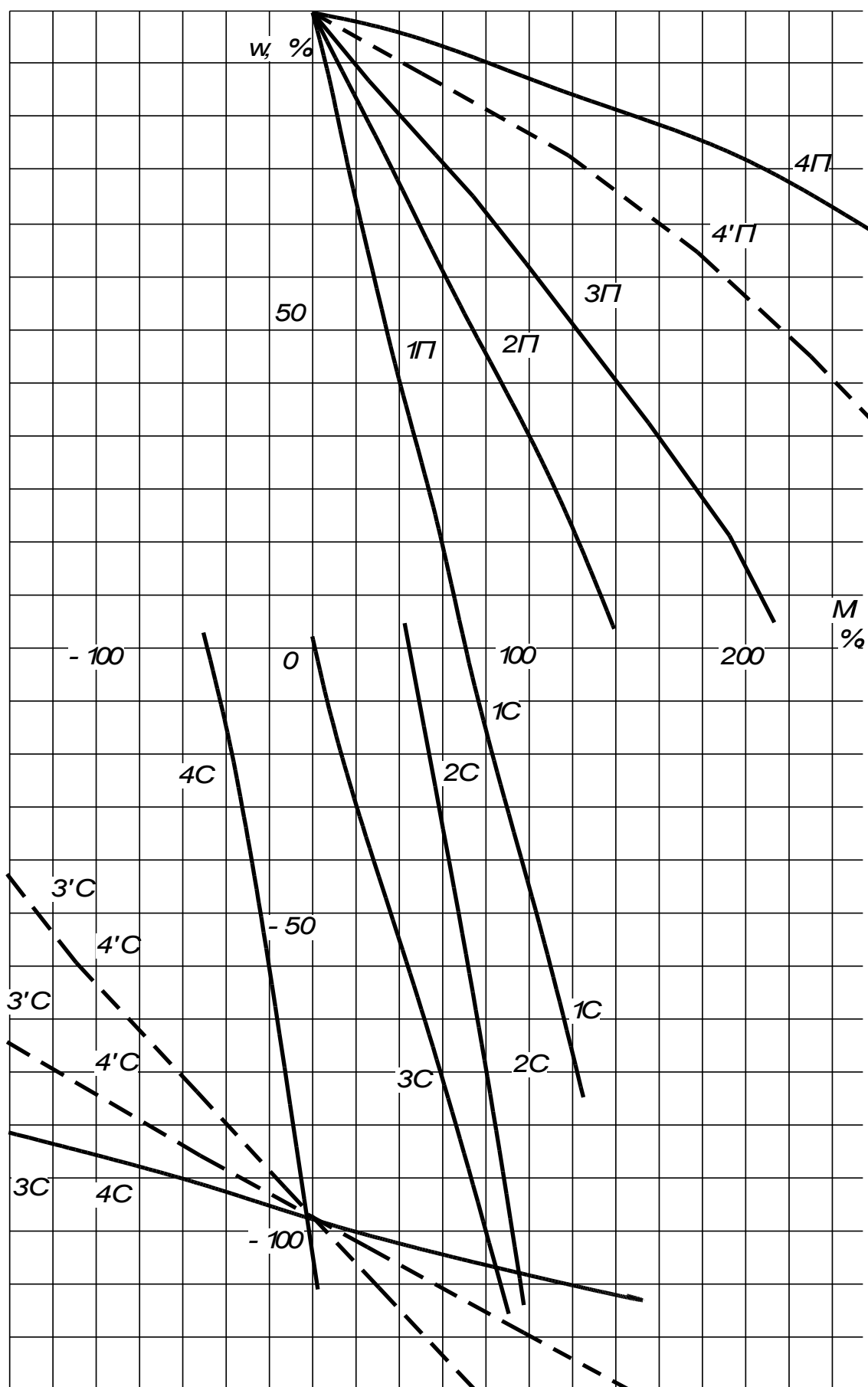


Рисунок 9.3 – Механічні характеристики ТСА

10. НАУКОВО-ДОСЛІДНА РОБОТА

10.1 Вступ

При виготовленні підйомно-транспортних машин значна частина металу витрачається на кранові металеві конструкції. Тому вдосконалення їхніх конструктивних форм та методів розрахунку є однією з ключових задач сучасного кранобудування.

За останні роки конструктивні форми багатьох кранових елементів істотно змінилися. Пошуки шляхів зменшення маси та вартості конструкцій при одночасному підвищенні їхньої надійності призвели до широкого застосування листових коробчатих конструкцій замість гратчастих. У гратчастих елементах почали використовувати замкнуті трубчасті профілі замість відкритих кутових і швелерних.

Основні причини цього наступні:

1. Теоретично метал у плоскій фермі використовується ефективніше, ніж у плоскій балці, що робить ферму легшою. Проте плоскі конструкції нестійкі і практично не застосовуються. У просторових фермах через малонавантажені елементи зв'язків між вертикальними плоскими фермами ефективність використання матеріалу може бути нижчою, ніж у коробчатих конструкціях, які забезпечують необхідну жорсткість у всіх напрямках і на крутіння. Тому у ряді випадків вага коробчатих конструкцій виявляється меншою порівняно з гратчастими.

2. Важливою перевагою коробчатих та листових конструкцій порівняно з гратчастими є їхня підвищена усталостна міцність, що має особливе значення для кранів, що працюють у важких і дуже важких режимах. Практичний досвід експлуатації таких кранів показує, що надійність їхніх металевих конструкцій значною мірою визначається саме усталостною міцністю.

3. Вартість виготовлення значною мірою визначається трудомісткістю, яка для листових конструкцій менша, ніж для гратчастих. Це досягається за-

вдяки широкому застосуванню автоматичного зварювання, зменшенню номенклатури необхідного прокату, можливості виготовляти блокові конструкції з вузлів із механічно обробленими фланцями без контрольної збірки, а також скороченню обсягу монтажних робіт.

4. Експлуатаційна економія досягається завдяки приблизно вдвічі меншій площі фарбування коробчатих конструкцій порівняно з ґратчастими. У герметично закритих коробчатих конструкціях метал піддається корозії лише з однієї зовнішньої сторони, що підтверджено спеціальними дослідженнями ВНІПТМАШ. Це дозволяє використовувати в зварених конструкціях досить тонкі листи металу товщиною 3–5 мм.

У сучасному кранобудуванні застосування листових конструкцій іноді вважається доцільним навіть для споруд із великими лінійними розмірами, наприклад, для перевантажувальних мостів.

У металевих конструкціях підйомно-транспортних машин для зменшення ваги застосовуються методи штучного створення розвантажувальних напружень. Ці методи базуються на таких принципах:

1 Штучно створюються напруги, які алгебраїчно сумуються з напруженнями від зовнішнього навантаження та власної ваги, тим самим зменшуючи розрахункові напруження. Наприклад, у стрілах можна зменшити вплив власної ваги за рахунок зміщення осі блоку піднімального каната так, щоб момент рівнодіючих сил на осі блоку був протилежний за знаком моменту від власної ваги; прикладом є створення попередньої напруги кранового моста за допомогою сталевих канатів (рис. 10.1).

1. Попередньо створені розтягуючі напруги дозволяють уникнути роботи довгих елементів на стиск. Наприклад, у стрілах вантової конструкції використовуються високоміцні канати з попередньою напругою як ванти; аналогічно, у щоглах та відтяжках попередня напруга забезпечує одночасну роботу всіх відтяжок.

2. Попередні залишкові стискаючі напруги формуються у зонах концентрації напруг за допомогою наклепу або локального нагрівання, що дозволяє підвищити усталостну міцність конструкцій.

Сучасні методи розрахунку потребують точного визначення реальної завантаженості конструкцій, причому зовнішні навантаження необхідно враховувати не лише за величиною, а й за частотою їх повторення. Крім того, при розрахунках на витривалість конструкцій важливо знати коефіцієнти асиметрії циклів, тобто необхідно враховувати як максимальні, так і мінімальні напруження та навантаження.

Експериментальне дослідження реальної завантаженості конструкцій здійснюється за допомогою різних датчиків, сигнали від яких або безперервно фіксуються осцилографом, або реєструються лічильниками через рівні проміжки часу під час включень. Аналіз осцилограм і даних лічильників дозволяє визначити як величини навантажень, так і частоту їх повторення, що дає змогу побудувати гістограми розподілу та визначити відповідні функції розподілу. Окрім експериментальної роботи, значна частина досліджень присвячена теоретичному аналізу завантаженості, зокрема динаміки підйомно-транспортних машин.

Тензометричні дослідження реального напруженого стану конструкцій проводяться як на моделях, так і на діючих машинах. Теоретичні дослідження спрямовані на вирішення складних задач кранової будівельної механіки, зокрема на розрахунок просторових і статично невизначених систем, таких як безроскосні конструкції стріл і кранових мостів, просторові катучі портали та інші подібні конструкції.

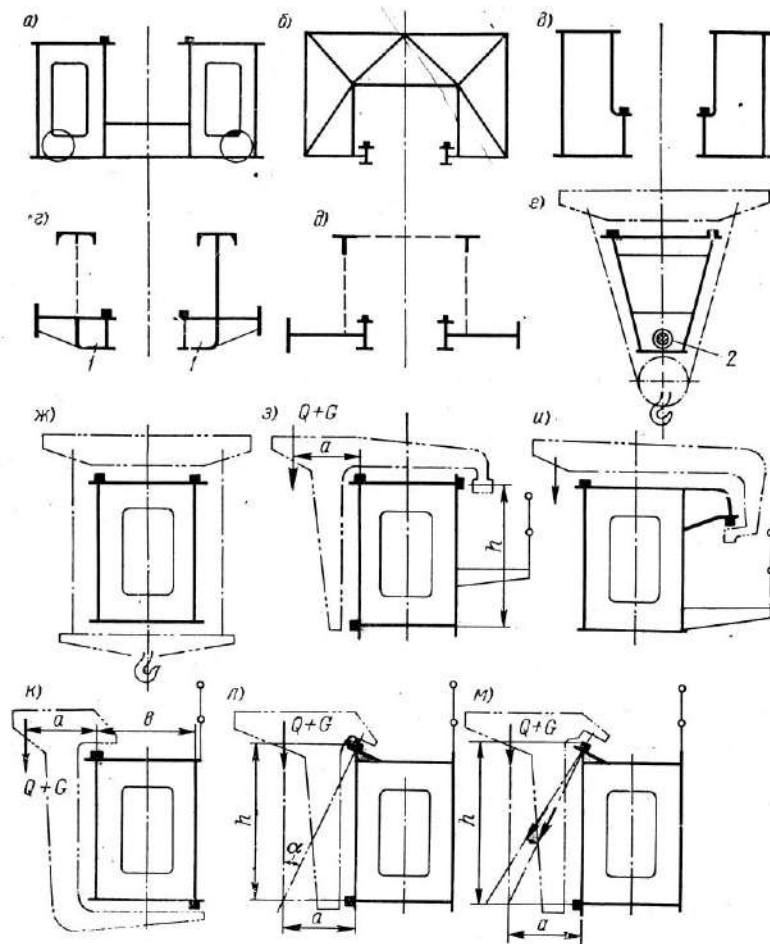


Рисунок 10.1 – Схеми спеціальних кранових мостів

Слід відзначити, що випробування до руйнування металевих моделей конструкцій листового коробчатого типу показали: несуча здатність таких конструкцій визначається не лише міцністю матеріалу, а передусім стійкістю окремих листових елементів. Тому для сучасних кранових листових конструкцій особливе значення набувають розрахунки на стійкість.

Проводяться масштабні дослідження, присвячені вивченню опору втоми елементів металевих конструкцій підйомно-транспортних машин як при стаціонарних, так і при нестаціонарних навантаженнях.

Природним результатом зазначеного комплексу науково-дослідних робіт є вдосконалення методів розрахунку металевих конструкцій підйомно-транспортних машин. Зокрема, це стосується уточнення коефіцієнтів переваження для навантажень тих підйомно-транспортних машин, які вже роз-

раховуються за граничним станом, що створює передумови для розширення номенклатури конструкцій, що розраховуються за цим методом.

10.2 Основи конструювання і розрахунку

Раціональність перетину балки (по вазі) як конструкції, що працює на вигин, визначається відношенням $\frac{W}{\sqrt{F^3}}$, що представляє собою безрозмірний питомий момент опору, що характеризує раціональність розподілу площі (матеріалу) у заданому перетині. Чим більше при даній площі поперечного переріза F момент опору балки W , тим остання більш економічна; отже, з погляду економії ваги, для балок найбільш вигідним є перетини двотаврового типу з можливістю більш могутніми поясами, наскільки це дозволяють умови загальної стійкості балок і місцевої стійкості її стінок і поясів. Балки бувають прокатні або складені (рис. 10.2) і при цьому в залежності від кількості і розташування опор – розрізні, нерозрізні консольні.

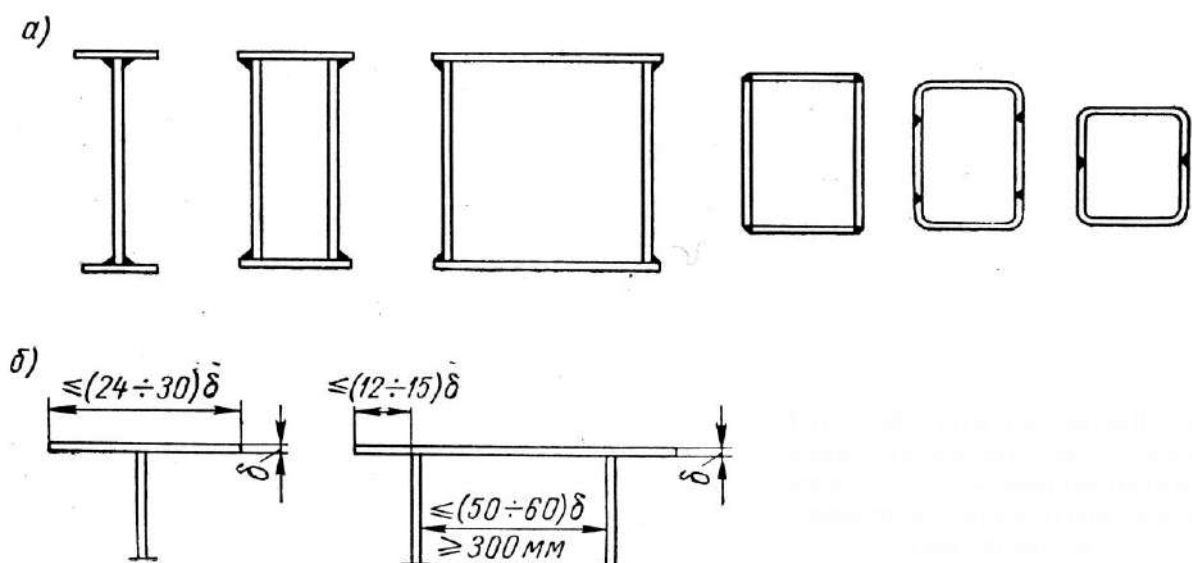


Рисунок 10.2 – Типи перетинів складених балок

Прокатні балки, зокрема двотаврові та швелери, дедалі рідше застосовуються у конструкціях підйомно-транспортних машин. Хоча їхня вартість значно нижча за складені балки, вони мають більшу масу, оскільки матеріал у них розподіляється менш ефективно порівняно зі складеними балками. У легких конструкціях, наприклад у кінцевих балках мостових кранів чи рамах візків, доцільно використовувати гнуті швелерні профілі, які відзначаються одночасно невеликою вагою та вартістю.

Складені балки бувають одностінчатими та двохстінчатими (рис. 10.2). Нижня межа їх застосування визначається доступним сортаментом прокатних балок та гнутих профілів, тоді як верхня межа практично необмежена — навіть для найпотужніших конструкцій застосовуються коробчасті складені балки.

Висота стінки балки, приблизно рівна висоті всієї балки, підбирається залежно від її статичної схеми. Максимальна висота обмежується необхідністю мінімальної маси балки, а мінімальна — умовами обмеження прогину та часу загасання коливань.

10.3 Оптимальна висота балки

Може бути визначена за допомогою розрахунку. Використовувати цілком матеріал балки це значить здійснити відповідному згинальному моменту визначений момент опору W . Задача має безліч рішень. Знайдемо висоту балки h за умови її мінімальної ваги, що забезпечує одержання даного W .

Нехай вага одиниці довжини балки:

$$G = G_n + G_c,$$

де $G_n = 2F_n\gamma$ – вага двох поясів площею F_n ; $G_c \approx \beta\delta_c h\gamma$ – вага стінки, причому в коробчатої балки δ_c – товщина обох стінок, γ – питома вага.

Конструктивний коефіцієнт β залежить об ваги діафрагм і ребер жорсткості. У середньому $\beta=1.2$ при відсутності подовжніх ребер і $\beta=1.3$ при наявності однієї пари подовжніх ребер.

Будемо аналізувати вагу одиниці довжини балки постійного перетину. Момент інерції балки:

$$J = J_c + J_n \approx \frac{\delta_c h^3}{12} + 2F_n \frac{h^2}{4},$$

відкіля

$$F_n = \frac{2J}{h^2} - \frac{\delta_c h}{6} = \frac{W}{h} - \frac{\delta_c h}{6}.$$

Тоді:

$$G = \gamma \left(2 \frac{W}{h} - \frac{\delta_c h}{3} + \beta \delta_c h \right).$$

Для перебування висоти балки, що забезпечує її мінімальна вага, думаємо:

$$\frac{dG}{dh} = \gamma \left(-2 \frac{W}{h^2} - \frac{\delta_c}{3} + \beta \delta_c \right) = 0,$$

відкіля

$$h^2 = \frac{2W}{\delta_c \left(\beta - \frac{1}{3} \right)}.$$

Вага одиниці довжини балки оптимальної висоти:

$$G = \gamma h \left[2 \frac{W}{h^2} + \delta_c \left(\beta - \frac{1}{3} \right) \right] = 2\gamma h \delta_c \left(\beta - \frac{1}{3} \right).$$

Цікаво відзначити, що тому що $\beta - \frac{1}{3}$ близько до одиниці, у балки оптимальної висоти площа обох поясів дорівнює площі стінки (або двох стінок у коробчатої балки).

Нехай для балки обрана висота h_1 не відповідає оптимальній. Тоді:

$$G_1 = \gamma h_1 \left[2 \frac{W}{h_1^2} + \delta_c \left(\beta - \frac{1}{3} \right) \right]$$

і

$$\frac{G_1}{G} = \frac{h_1}{2h} \left[\frac{2W}{h_1^2 \delta_c \left(\beta - \frac{1}{3} \right)} + 1 \right] = \frac{h_1}{2h} \left(\frac{h^2}{h_1^2} + 1 \right)$$

Позначимо $\frac{h_1}{h} = \alpha$, тоді:

$$\frac{G_1}{G} = \frac{\alpha}{2} \left(\frac{1}{\alpha^2} + 1 \right) = \frac{\alpha^2 + 1}{2\alpha} \quad \text{и.} \quad \frac{G_1 - G}{G} 100\% = \frac{(1 - \alpha)^2}{2\alpha} 100\%$$

На рисунку 10.3 ця залежність представлена графічно.

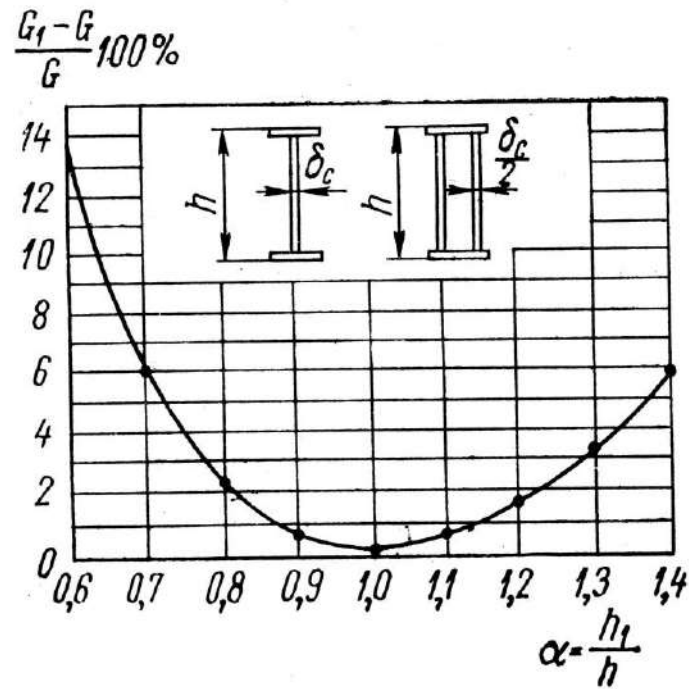


Рисунок 10.3 – Графік зміни висоти балок при відступі від найвигіднішої висоти

Функція залежності ваги балки від її висоти в області мінімуму змінюється дуже плавно: при відхиленні висоти від оптимального значення на $\pm 20\%$ вага балки збільшується не більш ніж на 2,5%. Призначення висоти балки менше оптимальної може бути виправдане потребою зменшення габаритів конструкції, тоді як призначення висоти більшої за оптимальну є нерациональним. При цьому мінімальна висота балки обмежується умовами прогину та часу загасання коливань. Таким чином, висота балки повинна визначатися за наступним співвідношенням:

$$h \leq \sqrt{\frac{2W}{\delta_c \left(\beta - \frac{1}{3} \right)}}$$

На рисунку 10.4 ця умова представлена графічно.

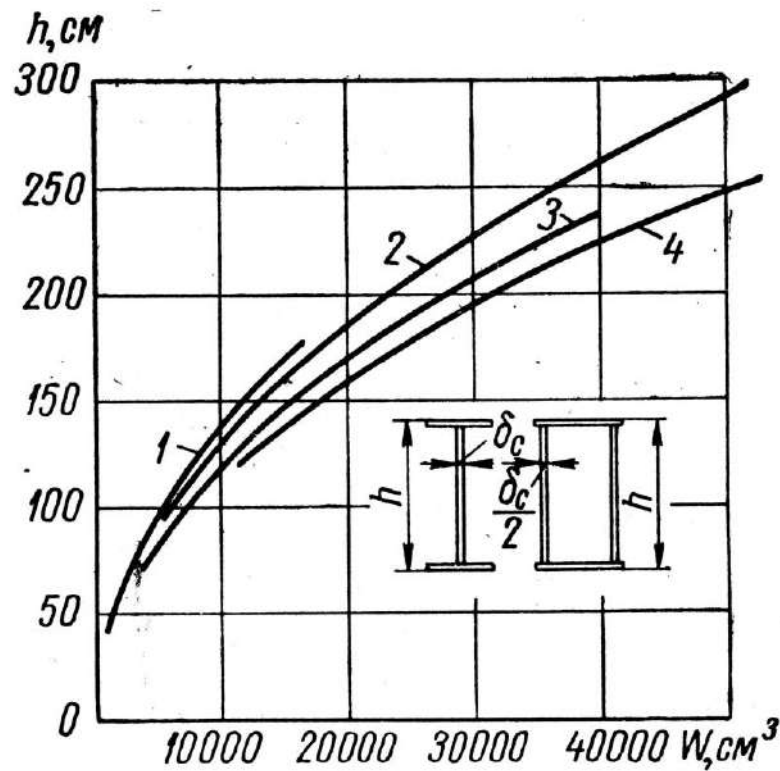


Рисунок 10.4 – Графік висот балок, що забезпечують їхня мінімальна вага

10.4 Товщина стінки

Визначається вимогами стійкості та міцності, при цьому технологічні умови зазвичай встановлюють мінімальне значення 6 мм. У разі роботи балок у середовищі з підвищеною корозією товщина стінки приймається не менше 8 мм. Зменшення товщини стінки сприяє зменшенню ваги балки та підвищенню її економічної ефективності. При цьому зміцнення стінок для забезпечення їхньої стійкості за допомогою ребер жорсткості здійснюється досить просто, тому обмеження на стійкість не є перешкодою для застосування тонкостінних балок.

Перевірка дотичних напружень для стінок у перетинах з найбільшою поперечною силою виробляється по формулах:

$$\tau = \frac{QS_{\sigma p}}{J_{\sigma p} \delta} \leq [\tau];$$

$$\frac{QS_{\sigma p}}{J_{\sigma p} \delta} \leq m_0 R_{\sigma p},$$

де Q – поперечна сила, з урахуванням коефіцієнтів перевантаження; $S_{\sigma p}$ – статичний момент бруто напівперетину щодо нейтральної осі; $J_{\sigma p}$ – момент інерції бруто всього перетину; δ – товщина однієї або двох стінок; $R_{\sigma p}$ – розрахунковий опір зрізові; m_0 – коефіцієнт умов роботи.

При ослабленні перетину отворами для болтів або заклепок дотичні напруження збільшуються на коефіцієнт $\frac{a}{a-d}$, де a – крок отворів для болтів або заклепок; d – діаметр отвору.

Тому що напруга τ звичайна мало, можна для попереднього його визначення скористатися наближеною формулою:

$$\tau = \frac{Q}{h\delta},$$

не враховуючого впливу поясів і стінки, що припускає чистий зріз.

Якщо в поперечному перерізі балки мають місце одночасне великі значення M і Q (консольні і нерозрізні балки, двохопорні балки з зосередженими вантажами), слід на рівні поясних швів перевірити приведені напруги по формулах:

$$\delta_{np} = \sqrt{\delta^2 + 3\tau^2} \leq [\delta];$$

$$\delta_{np} = \sqrt{\delta^2 + 3\tau^2} \leq m_0 R,$$

де δ і τ – розрахункові нормальне і напруги, що зрізує, у стінці на рівні поясних швів у розглянутому перетині балки R ; - розрахунковий опір вигинові.

10.5 Пояса зварених балок

Пояси зварених балок виготовляються виключно з листового металу. Найбільш раціональною є конструкція з одним поясним листом, товщина якого для вуглецевих сталей не повинна перевищувати 50 мм, а для низьколегованих – 40 мм. На рис. 10.5 наведено співвідношення розмірів елементів стиснутих поясів балок з урахуванням умов їхньої стійкості (менші значення відповідають балкам з низьколегованої сталі, більші – з вуглецевої). Мінімальна відстань між двома стінками коробчатої балки визначається технологією зварювання внутрішніх діафрагм. Ця відстань залежить від висоти балки та зазвичай приймається в межах 300–500 мм для балок висотою 800–1500 мм; при необхідності збільшення міцності поясу її можна коригувати відповідно до проектних вимог.

Якщо двохстінчата балка не має бічних кріплень на всій довжині прольоту, вона крім міцності повинна мати необхідну твердість у бічному напрямку і на крутіння. Для цього практика кранобудування виробила два критерії: відношення довжини прольоту балки L до відстані між вертикальними стінками a повинна бути не більш 60, і відношення висоти двохстінчатої балки h до відстані a не повинне перевищувати 3,5.

У підйомно-транспортному машинобудуванні, через широке використання листових конструкцій, зустрічаються коробчаті балки, у яких відношення ширини до довжини значно перевищує типові значення для балок кранових мостів. У таких широких і коротких балках нормальні напруги, що виникають при вигині, розподіляються по ширині поясів нерівномірно: найбільші напруги в полку вздовж осі стінки відповідають верхнім волокнам, а по мірі руху до країв полиці вони поступово зменшуються. Назвемо корисною шириною полиці B таку її ширину, при якій нормальні напруги в полку постійні по її ширині і визначаються по звичайних формулах опору матеріалів. Приблизно корисну ширину полиць у балок усіх профілів (двотаврові і

таврові профілі, коробчаті прямокутні перетини) крім швелерів і куточків для вільно обпертих балок можна приймати рівної не більш однієї третини їхнього прольоту, а в балок із забитими кінцями – однієї шостої. У швелерів і куточків корисна ширина полиць удвічі менше.

10.6 Підбор перетину складених балок

Виробляється в такий спосіб. Знаючи розрахунковий згинальний момент, визначають необхідний момент опору по формулі:

$$W = \frac{M}{[\delta]} \quad \text{або} \quad W = \frac{M}{m_0 R}$$

і, якщо балка випробує вигин також і в перпендикулярній площині, відповідно його збільшують. Задавши висотою балки h , знаходять необхідний момент інерції перетину:

$$J = W \frac{h}{2} .$$

Прийнявши товщину стінки δ (або двох стінок 2δ), визначають її момент інерції:

$$J_{cm} = \frac{\delta h^2}{12} .$$

Момент інерції поясів (якщо зневажити власним моментом інерції них J'_n):

$$J_n = J - J_{cm} = 2 \left(J'_n + F \frac{h^2}{4} \right) \approx F \frac{h^2}{2} ;$$

звідси площа кожного пояса:

$$F = \frac{2(J - J_{cm})}{h^2} .$$

Після вибору поясних аркушів виробляється остаточне ув'язування розмірів окремих елементів балки і її розрахунок.

10.7 Зміна перетину балок по довжині

Сприяє економії металу. Незалежно від того, чи піддається балка впливу рухомих чи нерухомих вантажів, характер зміни згинальних моментів рідко потребує сталого перетину вздовж всієї довжини, підбраного під максимальний згинальний момент. Тому для зменшення витрат металу та полегшення конструкції широко застосовуються балки перемінного перетину. Зміна перетину може здійснюватися шляхом варіювання висоти балки, площі перетину поясів або комбіновано — одночасно. Балка рівного опору з криволінійними обрисами по висоті та ширині має мінімальну вагу, проте її виготовлення економічно недоцільне, тому криволінійні обриси замінюють прямокутними. При зміні товщини або ширини поясів більш товсті або широкі аркуші повинні мати на кінцях скоси з ухилом, що не перевищує 1:5 (рис. 10.5).

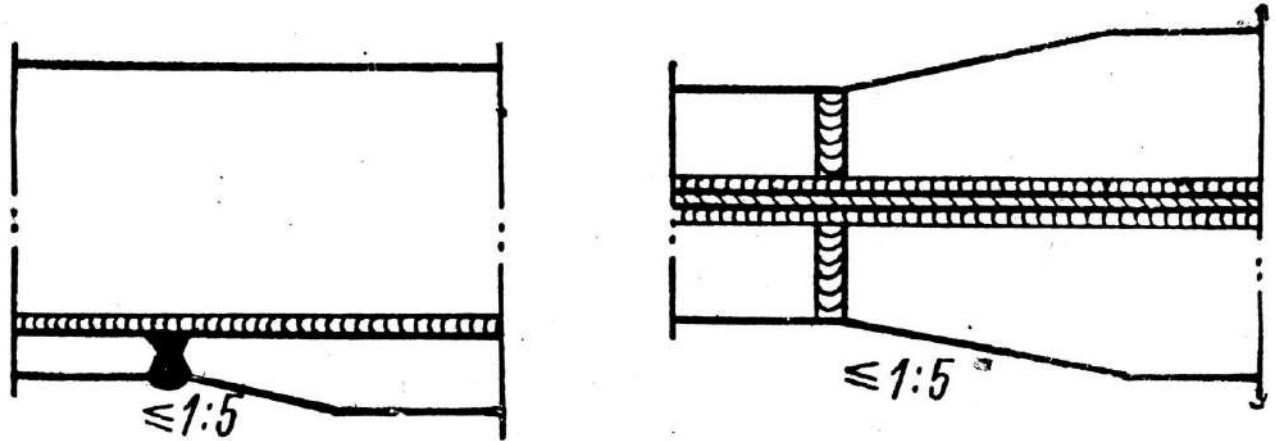


Рисунок 10.5 – Сколи в поясів балок

10.8 Застосування алюмінієвих сплавів

Одним із найбільш ефективних способів зниження маси кранових конструкцій є використання алюмінієвих сплавів.

До основних переваг алюмінієвих сплавів належать: відносно низька питома вага, яка приблизно у три рази менша за питому вагу сталі ($\gamma_a \approx 2.7$ кгс/дм³); висока корозійна стійкість, що в багатьох випадках дозволяє уникати фарбування конструкцій; хороша пластичність та оброблюваність; а також відсутність схильності до тендітних руйнувань, що підвищує надійність конструкцій при роботі в умовах низьких температур.

До недоліків алюмінієвих сплавів відносяться: відносно висока вартість матеріалу; дорогі методи зварювання, що потребують застосування інертних газів; значно менше значення модуля подовжньої пружності ($E_a \approx 700000$ кгс/див²), що призводить до збільшення пружних деформацій і періодів коливань конструкцій та зниження критичних напружень при розрахунках

стійкості стрижнів і балок; можливість місцевої корозії при контакті зі сталлю, що потребує спеціальних ізолюючих покриттів і прокладок у місцях з'єднань різнорідних матеріалів; високий коефіцієнт лінійного теплового розширення (приблизно вдвічі більший за сталь), що викликає значні температурні деформації при зварюванні; а також низька усталостна міцність.

10.9 Матеріали і з'єднання

Алюмінієві сплави поділяються на деформовані та ливарні. Основним матеріалом для алюмінієвих конструкцій є деформовані алюмінієві сплави, елементи яких виготовляються методами пресування або прокатки. Ливарні алюмінієві сплави застосовуються для виготовлення виливків. У кранових алюмінієвих конструкціях використовуються як зварені, так і болтові з'єднання, причому болтові – для монтажних стиків. Найбільш поширеним методом зварювання є аргонно-дугова технологія.

10.10 Особливості розрахунку і конструювання

Головною особливістю розрахунку алюмінієвих конструкцій у порівнянні зі сталевими є нижче значення модуля подовжньої пружності E_a , що характерне для алюмінієвих сплавів.

Через це граничні гнучкості таких конструкцій менші, ніж у сталевих, тому для стрижнів з алюмінієвих сплавів особливо доцільно застосовувати трубчасті та коробчаті перетини.

Істотне значення має мала величина E_a для питань, зв'язаних з деформативністю конструкцій. Оскільки для таких розповсюджених кранів, як

бруківки, нормується прогин моста від статичної дії корисного навантаження, визначимо вплив зміни величини E на параметри балки моста.

Якщо маються алюмінієва і сталева балки однакового прольоту й однаково навантажені, то їхні прогини f_c і f_a будуть рівні:

$$f_c = \frac{\alpha}{E_c \cdot J_c} \quad ; \quad f_a = \frac{\alpha}{E_a \cdot J_a} ,$$

де α – коефіцієнт, при наших умовах однаковий для обох балок. Якщо для алюмінієвої балки прийняти ту ж величину припустимого прогину, що і для сталевий, то:

$$\frac{J_a}{J_c} = \frac{E_c}{E_a} \approx 3 .$$

Таке співвідношення моментів інерції обумовлює необхідність збільшення висоти алюмінієвої балки порівняно зі сталевією приблизно в 1,5 рази.

Дослідження динамічної жорсткості алюмінієвих балок показують, що їх логарифмічні декременти коливань майже вдвічі перевищують відповідні показники сталевих балок. Це свідчить про те, що за однакової статичної жорсткості час затухання вільних коливань алюмінієвих балок є значно меншим. Якщо ж прийняти однаковий час затухання коливань для сталевих і алюмінієвих балок, то допускається зниження статичної жорсткості алюмінієвих конструкцій. Саме такий підхід використовується в зарубіжних нормах проектування (зокрема, у Німеччині та США). Замість припустимого статичного прогину сталевих кранових мостів $[f] \leq L/700$ для алюмінієвих мостів пропонується значення $[f] \leq L/500$. У цьому випадку $J_a \approx 2J_c$, і збільшення висоти алюмінієвих балок у порівнянні зі сталевими потрібно на 25-30%.

Як особливість алюмінієвих сплавів слід зазначити, що коефіцієнт лінійного розширення в них $\alpha = 23 \cdot 10^{-6}$, тобто майже вдвічі більше, ніж у сталі

($12 \cdot 10^{-6}$). Однак при температурних розширеннях у статично невизначених алюмінієвих конструкціях, завдяки тому, що $E_c \approx 3E_a$, напруги будуть приблизно в 1,5 рази менше, ніж в аналогічних сталевих конструкціях.

При проектуванні алюмінієвих конструкцій з метою зменшення кількості зварних з'єднань доцільно максимально використовувати гнуті та пресовані елементи, ефективно використовуючи високі деформаційні властивості алюмінієвих сплавів.

Мостові крани з алюмінієвими мостами виготовляються в широкому діапазоні вантажопідйомностей і прольотів. Використання алюмінієвих сплавів у таких кранах дозволяє зменшити навантаження на підкранові колії та фундаменти або, за умови збереження однакового тиску на колеса порівняно зі сталевими конструкціями, підвищити вантажопідйомність крана. Це особливо важливо у випадках модернізації виробництва, коли в існуючих будівлях необхідно встановити крани більшої вантажопідйомності. Крім того, зменшення маси конструкції дає можливість або знизити потужність двигунів механізму пересування, або збільшити швидкість руху крана. Відомі мостові крани з алюмінієвими мостами вантажопідйомністю до 180 т при значних прольотах, що експлуатуються в металургійному виробництві. Також заслуговує уваги конструкція однобалкового коробчатого алюмінієвого моста для крана вантажопідйомністю 30 т і прольотом 25 м: стінки коробки виконані з алюмінієвих листів, а пояси в кутах — зі сталі. Висота балки при цьому становить приблизно 1/15 прольоту.

10.11 Оптимізація параметрів мостів

Оптимальними вважаються конструкції, які при забезпеченні необхідної надійності мають мінімальні сумарні витрати на виготовлення та експлу-

атацію. Вартість виготовлення визначається ціною матеріалу та трудомісткістю виробництва, тоді як експлуатаційні витрати залежать від споживання електроенергії механізмом пересування моста і витрат на фарбування конструкції. Крім того, при оптимізації параметрів мостів необхідно враховувати їх вплив на вартість підкранових колій. Комплексне врахування всіх зазначених факторів суттєво ускладнює розв'язання задачі оптимізації.

Оскільки маса конструкції значною мірою визначає її вартість (частка вартості матеріалу у загальній вартості металоконструкції становить 70% і більше), а також враховуючи, що для ряду кранових конструкцій оптимальні параметри за критеріями мінімальної маси та вартості практично збігаються, у подальшому як критерій оптимальності приймається маса конструкції.

Дослідження конструкцій з метою мінімізації їх маси потребує врахування великої кількості факторів. Мінімальна маса досягається за умовами міцності, однак вимоги забезпечення стійкості елементів, обмеження за статичною та динамічною жорсткістю, технологічні можливості виготовлення, а також умови експлуатації та обслуговування призводять до збільшення маси конструкції. У загальному вигляді, подаючи масу як функцію параметрів крана з урахуванням відповідних обмежень, отримуємо задачу мінімізації функції кількох змінних.

Далі розглянемо оптимізацію параметрів пролітної балки коробчатого моста з використанням методики, запропонованої Л. Г. Серліним.

З розрахунку на міцність по комбінаціях 2а і 2у:

$$\frac{(M_x)_{2a}}{W_x} = [\sigma] ;$$

$$\frac{(M_x)_{2б}}{W_x} + \frac{(M_y)_{2б}}{W_y} = [\sigma] .$$

Тут M_x і M_y – згинальні моменти в розрахункових перетинах, для M_x різні в приведених вище формулах; $W_x = h \left(\frac{\delta_c \cdot h}{3} + b \cdot \delta_n \right)$ і $W_y = b \left(\frac{b \cdot h_n}{3} + h \cdot \delta_c \right)$ – моменти опору перетину; $F = 2(b \cdot \delta_n + h \cdot \delta_c)$ – площа перетину; b і h – ширина пояса і висота балки; δ_c і δ_n – товщини аркушів стінки і пояси; $[\sigma]$ – напруга, що допускається, при розрахунку на міцність.

З приведених вище умов можна одержати вираження для W_x і W_y :

$$W_x = \frac{(M_x)_{2a}}{[\sigma]} ;$$

$$W_y = \frac{(M_x)_{2a} \cdot (M_y)_{2b}}{[\sigma] \cdot [(M_x)_{2a} - (M_x)_{2b}]} .$$

Завдання полягає в мінімізації площі F при заданих моментах опору W_x і W_y . Товщина стінок визначається умовами їхньої стійкості і міцності, а також вимогами технології виготовлення і коливається в досить вузьких межах. Тому в задачі оптимізації будемо вважати значення δ_c зафіксованим, з огляду на при цьому, що чим менше товщина стінки, тим, як правило, балка легше.

Площа перетину можна представити у виді:

$$F = 1,5 \left(\frac{W_x}{h} + \frac{W_y}{b} \right) = \frac{2W_x}{h} + \frac{4}{3} h \delta_c .$$

Тоді, думаючи W_x і W_y заданими величинами, знаходимо:

$$\frac{dF}{dh} = -\frac{2W_x}{h^2} + \frac{4}{3} \delta_c = 0 ,$$

відкіля оптимальне значення h дорівнює:

$$h = \sqrt{\frac{3W_x}{2\delta_c}},$$

При розрахунку за методикою граничних станів на міцність і витривалість навантаження приймаються з коефіцієнтами перевантаження. Для коробчатої балки оптимальної висоти площа пояса:

$$b\delta_n = \frac{h\delta_c}{3}.$$

Далі одержуємо:

$$b = \frac{3W_y}{5W_x} \sqrt{\frac{3W_x}{2\delta_c}},$$

що може бути перевірено прямою підстановкою. Тоді:

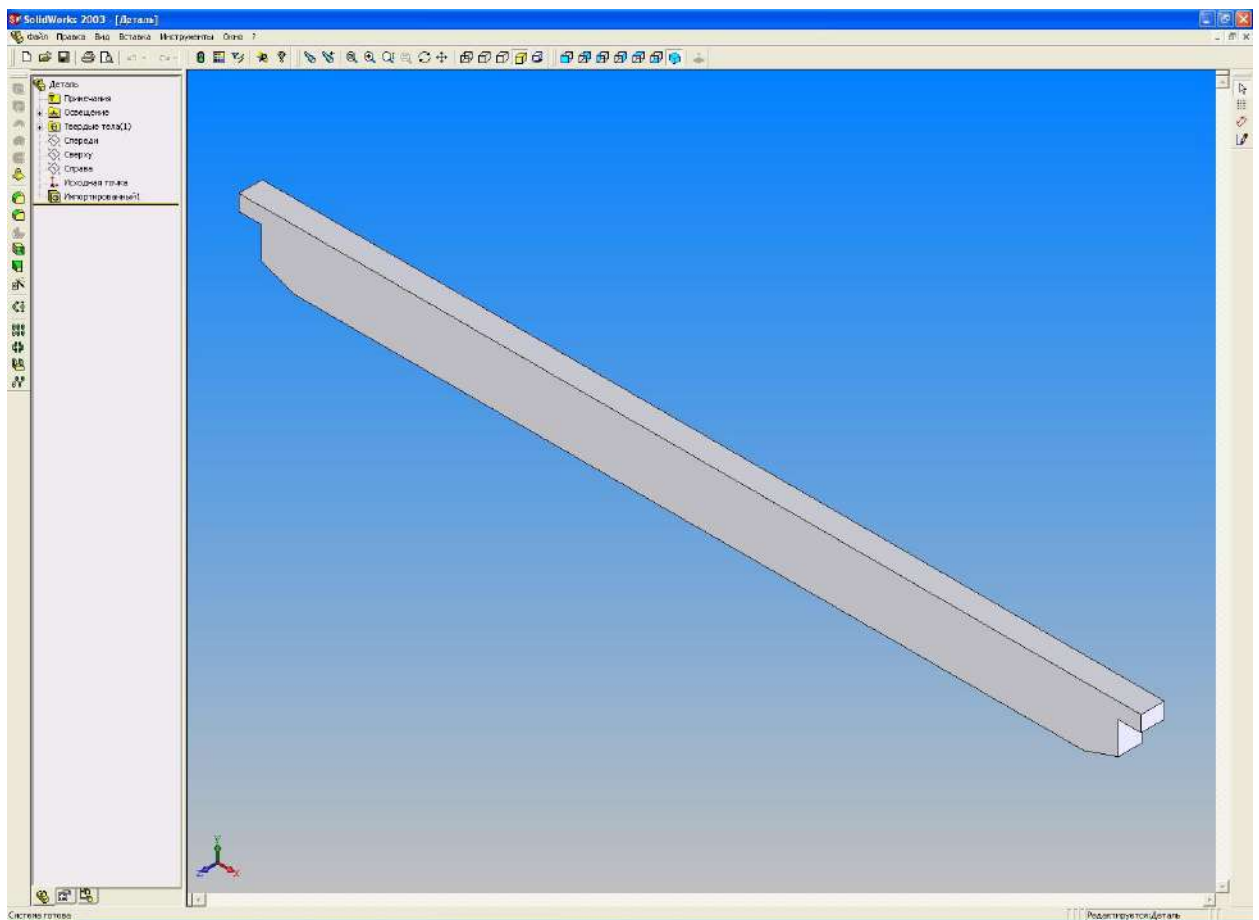
$$\delta_n = \frac{5W_x}{9W_y} \delta_c.$$

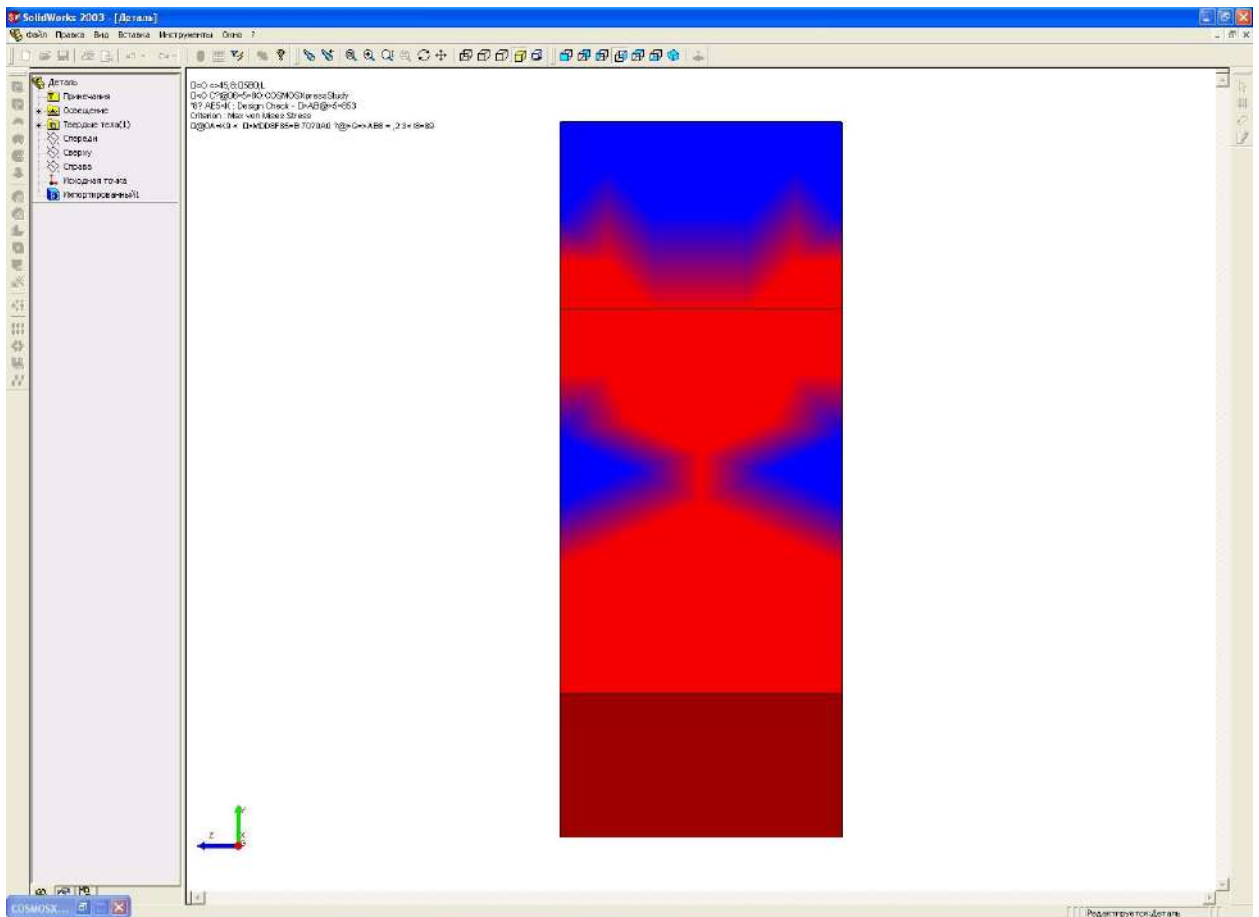
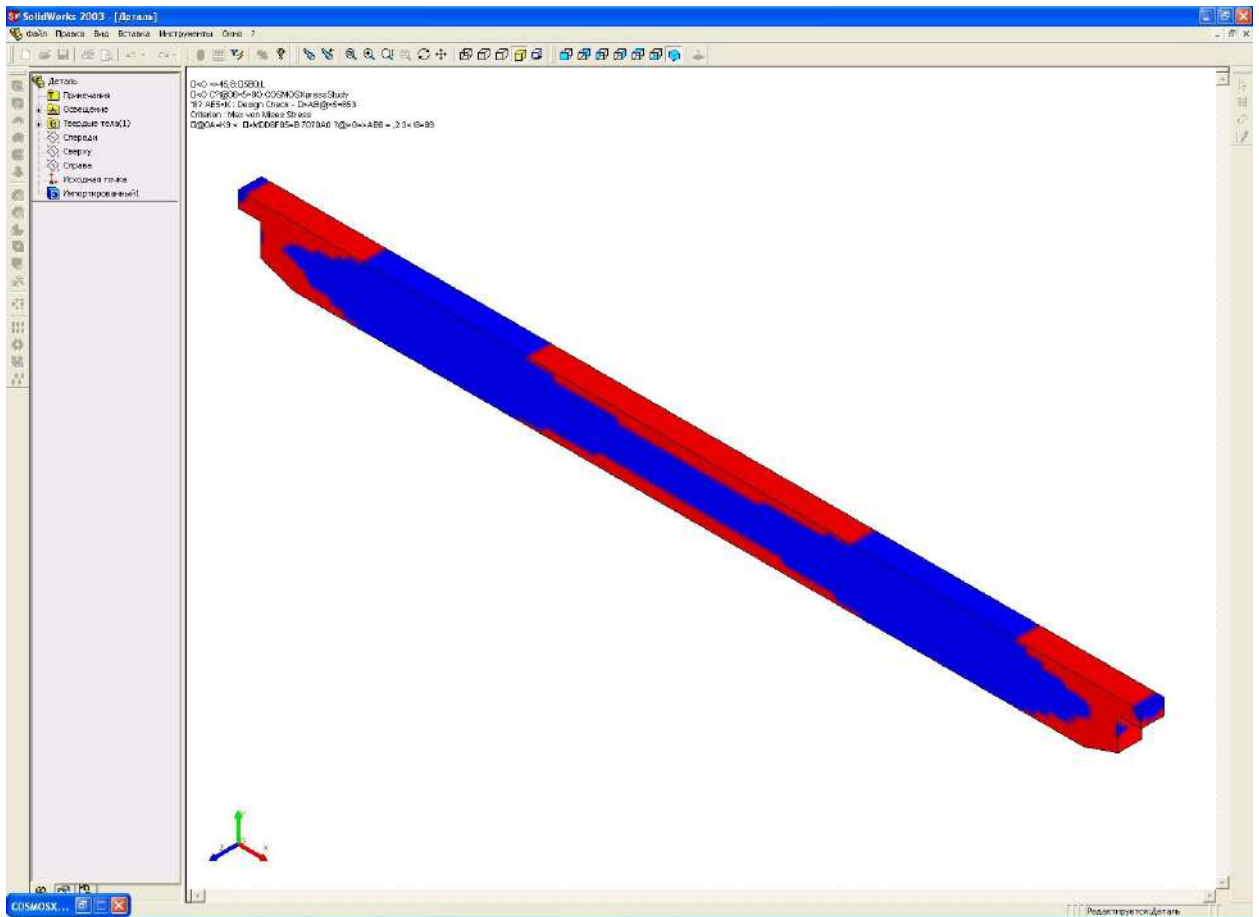
Після визначення розмірів перерізу балки на основі оптимальних параметрів необхідно перевірити відповідність прийнятого перерізу допустимим значенням прогину та часу затухання коливань. Якщо розрахунки показують наявність резервів за цими показниками, доцільно застосовувати балку змінного перерізу по довжині. Це може бути досягнуто шляхом варіювання товщини нижнього пояса, зміни висоти балки або їх одночасного поєднання.

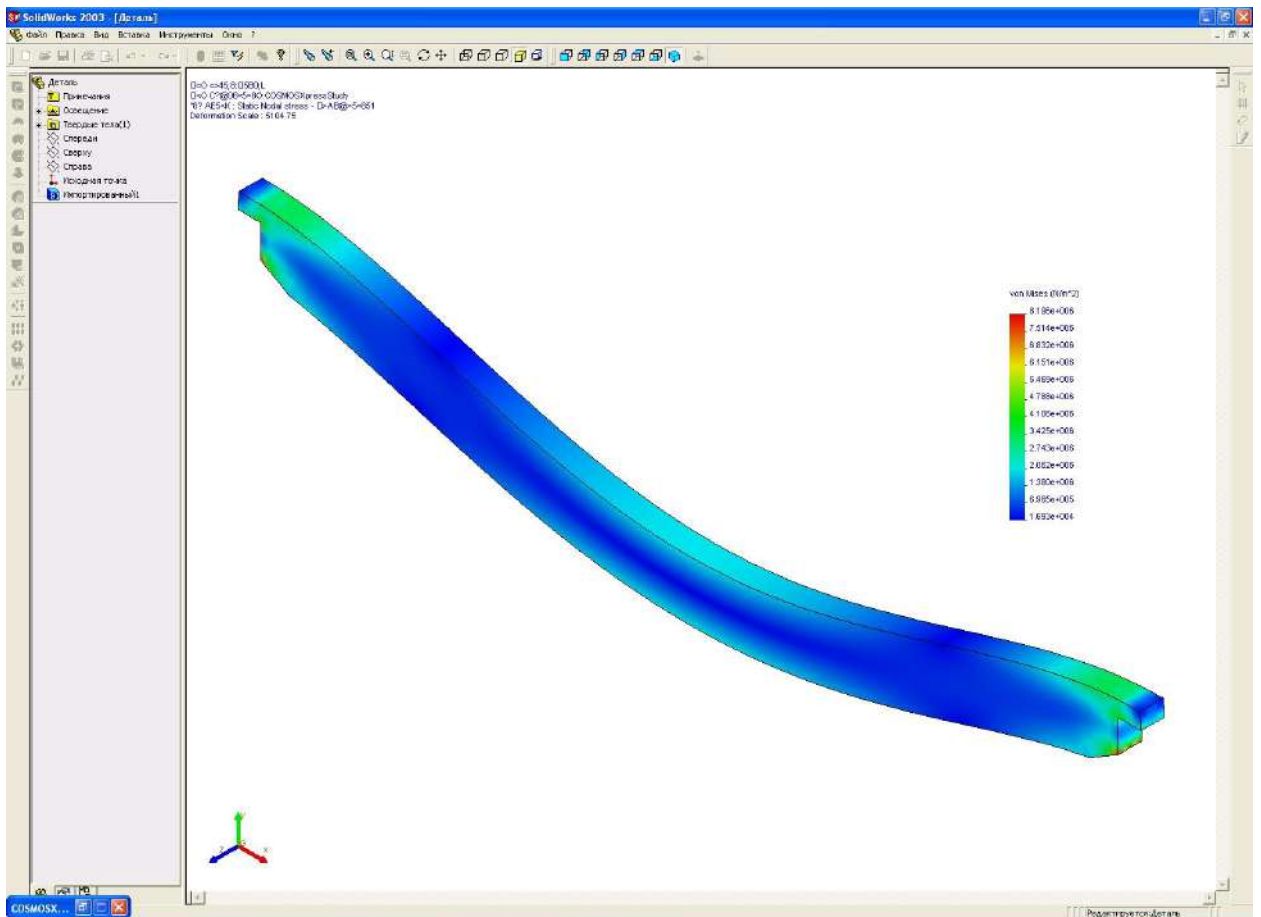
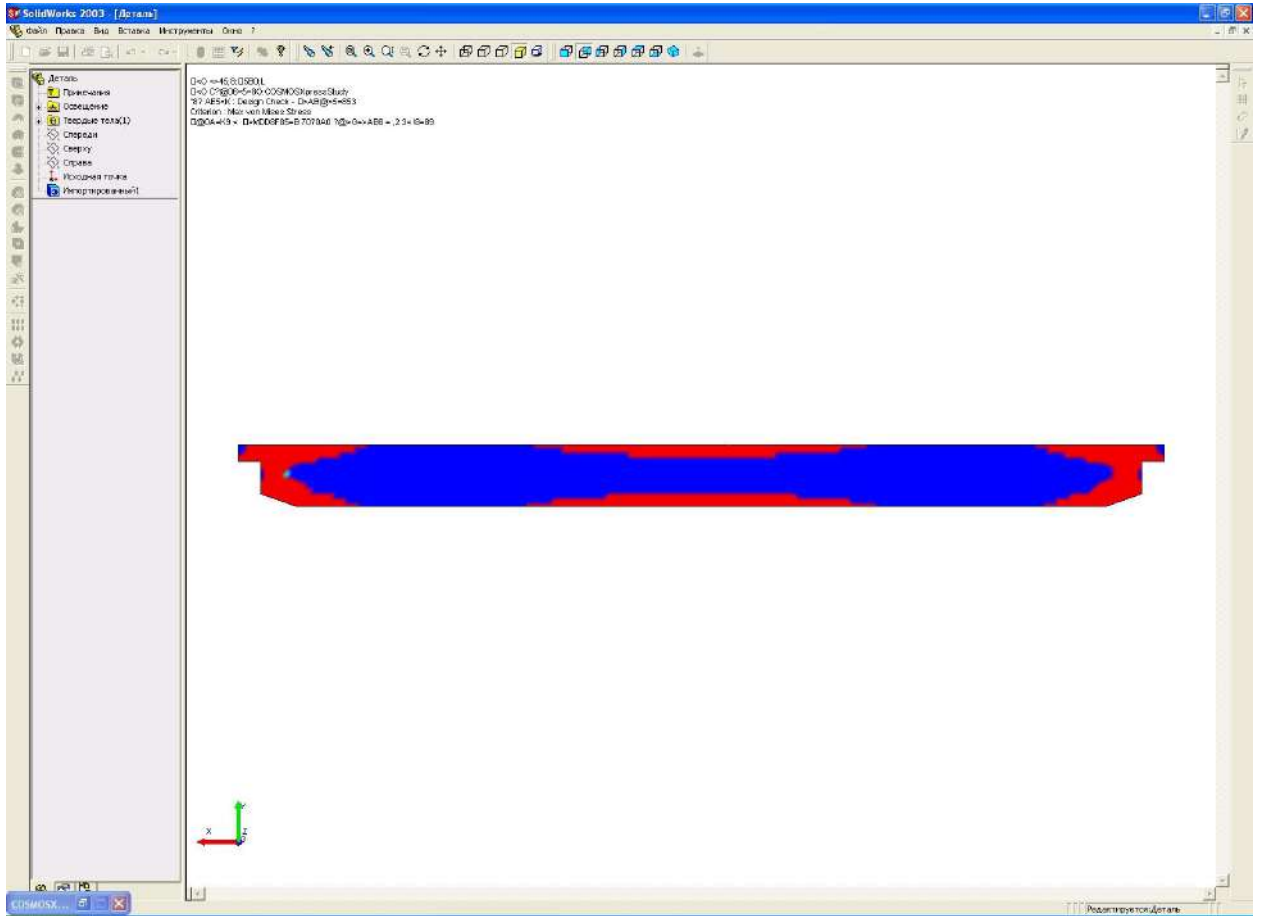
Щодо раціонального вибору марки сталі, слід зазначити, що у випадках, коли визначальним є розрахунок на витривалість, застосування низьколегованих сталей порівняно з вуглецевими не завжди є доцільним. Це пояс-

нюються більшими значеннями ефективних коефіцієнтів концентрації напружень у низьколегованих сталях.

Нижче наведено результати дослідження головної балки моста на міцність, виконаного в системі SolidWorks. За отриманими результатами визначено найбільш небезпечні перерізи балки: у середній частині — під дією згинального моменту, а по краях — під дією поперечної сили.







СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Правила будови та безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів. — Харків : Форт, 2002. — 416 с.
2. Ловейкін В. С., Човнюк Ю. В., Діктерук М. Г. Підйомно-транспортні машини. — Київ : ЦУЛ, 2010. — 432 с.
3. Іванченко Ф. К., Бондарев В. С., Колесник Н. П. та ін. Розрахунки вантажопідйомних і транспортуючих машин. — Київ : Вища школа, 1978. — 574 с.
4. Сукач М. К. Підйомно-транспортні машини: Атлас конструкцій. — Київ : Ліра-К, 2018. — 184 с.
5. Зінько Р. В., Музика Я. М., Пукач В. В. Підйомно-транспортні машини: підручник. — Львів : Новий Світ-2000, 2021. — 412 с.
6. Гайдамака В. Ф. Вантажопідйомні машини. — Київ : Вища школа, 1989. — 328 с.
7. Прайс-лист ВАТ «ХЗ ПТО».
8. Гришина О. В. Методичні вказівки для ТЕО проектів ПТМ та О. — Харків : НТУ «ХПШ», 2004.
9. Ткачук К. Н., Халімовський М. О., Зацарний В. В. Охорона праці та цивільний захист у машинобудуванні. — Київ : Основа, 2012. — 420 с.