

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Машинобудівний факультет
(повне найменування факультету)

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

Пояснювальна записка

до дипломного проекту (роботи)

Магістр
(ступінь вищої освіти)

на тему: Підвищення експлуатаційної надійності при модернізації крана
мостового спеціального Q=180/2х70т
(назва теми)

Виконав(ла): студент(ка) 6 курсу, групи М-322м

Спеціальності 133 - Галузеве машинобудування
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)
Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні,
меліоративні машини і обладнання

ГОРОВИЙ Р.Ю.

(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

Керівник ФРОЛОВ Р.О.

(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

Рецензент _____

(ПРИЗВИЩЕ та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

Факультет Машинобудівний

Кафедра Деталей машин і підйомно-транспортних механізмів

Ступінь вищої освіти Магістр

Спеціальність 133 - Галузеве машинобудування

(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання.

(назва освітньої програми (спеціалізації))

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри **МАРТОВИЦЬКИЙ Л.М.**

« 14 » 10 20 23 року

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

ГОРОВИЙ Роман Юрійович

(ПРІЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Підвищення експлуатаційної надійності при модернізації крана мостового спеціального Q=180/2x70т.

керівник проєкту (роботи) старший викладач ФРОЛОВ Роман Олександрович,

(науковий ступінь, вчене звання, ПРІЗВИЩЕ, ім'я, по батькові)

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

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) 15.12.2023р.

3. Вихідні дані до проєкту (роботи) _____

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Розрахунок механізму головного підйому вантажу, розрахунок механізму допоміжного підйому вантажу, розрахунок механізму пересування візка, розрахунок механізму пересування крана, розрахунок механізму висування вісі, розрахунок механізму обертання підвіски, розрахунок металоконструкції.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, кількість слайдів, плакатів). Креслень 5 листів

6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

Розділ	ПРИЗВИЩЕ, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	прийняв виконане завдання
1	ФРОЛОВ Роман Олександрович старший викладач		
2	ФРОЛОВ Роман Олександрович старший викладач		
3	ФРОЛОВ Роман Олександрович старший викладач		
4	ФРОЛОВ Роман Олександрович старший викладач		
5	ФРОЛОВ Роман Олександрович старший викладач		
6	ФРОЛОВ Роман Олександрович старший викладач		

7. Дата видачі завдання «__11__» _____10_____20_23_року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проєкту (роботи)	Строк виконання етапів проєкту (роботи)	Примітка
1	Загальна частина	16.10.2023р	
2	Розрахунок механізму головного підйому вантажу	23.10.2023р	
3	Розрахунок механізму допоміжного підйому вантажу	30.10.2023р	
4	Розрахунок механізму пересування візка	22.09.2023р	
5	Розрахунок механізму пересування крана	06.11.2023р	
6	Розрахунок механізму обертання підвіски, розрахунок металоконструкції	13.11.2023р	
7	Оформлення креслення	27.11.2023р	
8	Оформлення пояснювальної записки	05.12.2023р	

Студент(ка)

_____ **Роман ГОРОВИЙ**
(підпис) (Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

Керівник проєкту (роботи)

_____ **Роман ФРОЛОВ**
(підпис) (Ім'я ПРИЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

ПЗ: 82 с., 23 таблиці, 24 рисунка, 15 джерел.

Об'єкт дослідження – проект крана електричного мостового спеціального.

Мета проекту – модернізація мостового спеціального електричного крана.

Метод дослідження – розрахунково-аналітичний, з використанням програм Microsoft Word, КОМПАС-3D V8 Plus, AutoCAD 2005.

В процесі виконання дипломного проекту було виконано розрахунки механізмів пересування крана, пересування візка та механізмів головного та допоміжного підйомів для крана електричного мостового спеціального $Q=200/2 \times 70$ т, $L=32$ м. Обрані схеми механізмів та підібрані їх складові на основі наведених розрахунків.

Ключові слова: КРАН, ВІЗОК, ПОЛІСПАСТ, БЛОК, БАРАБАН, МЕХАНІЗМ, ПІДВІСКА, ВАНТАЖ.

ЗМІСТ

Вступ.....	7
1 Розрахунок механізму головного підйому вантажу.....	10
1.1 Вибір схеми механізму підйому вантажу.....	10
1.2 Вибір схеми та кратності поліспада.....	11
1.3 Вибір вантажного каната.....	11
1.4 Вибір та перевірочний розрахунок гака.....	13
1.5 Розрахунок діаметрів блоків та барабана.....	20
1.6 Розрахунок розмірів барабана.....	20
1.7 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана.....	22
1.8 Розрахунок вісі блоків підвіски.....	23
1.9 Вибір і розрахунок підшипників для блоків.....	26
1.10 Привод механізму підйому.....	27
1.10.1 Вибір електродвигуна.....	27
1.10.2 Перевірка двигуна за нагріванням.....	28
1.10.3 Вибір редуктора.....	28
1.10.4 Вибір муфт.....	29
1.10.5 Вибір гальм.....	32
1.11 Перевірка двигуна за часом розгону.....	32
2 Розрахунок механізму допоміжного підйому вантажу.....	34
2.1 Вибір схеми механізму підйому вантажу.....	34
2.2 Вибір схеми та кратності поліспада.....	35
2.3 Вибір вантажного каната.....	35
2.4 Вибір підвіски.....	36
2.5 Розрахунок діаметрів блоків та барабана.....	37
2.6 Розрахунок розмірів барабана.....	37
2.7 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана.....	39
2.8 Вибір і розрахунок підшипників для блоків.....	40
2.9 Привод механізму підйому.....	41
2.9.1 Вибір електродвигуна.....	41

2.9.2	Перевірка двигуна за нагріванням.....	42
2.9.3	Вибір редуктора.....	42
2.9.4	Вибір муфт.....	43
2.9.5	Вибір гальм.....	45
2.9.6	Перевірка двигуна за часом розгону.....	46
2.10	Вибір на встановлення електроталей.....	47
3	Розрахунок механізму пересування візка.....	48
3.1	Визначення максимального тиску на ходові колеса.....	49
3.2	Вибір ходових коліс.....	49
3.3	Опір пересуванню візка.....	50
3.4	Визначення потужності двигуна, його вибір.....	51
3.5	Вибір редуктора.....	52
3.6	Вибір муфт.....	53
3.7	Перевірка гальм.....	54
3.8	Перевірка двигуна за тривалістю розгону та запасом зчеплення коліс з рейкою.....	55
3.9	Перевірка двигуна за нагрівом.....	56
4	Розрахунок механізму пересування крана.....	58
4.1	Визначення максимального тиску на ходові колеса.....	59
4.2	Вибір ходових коліс.....	59
4.3	Опір пересуванню крана.....	60
4.4	Визначення потужності двигуна, його вибір.....	62
4.5	Вибір редуктора.....	63
4.6	Вибір муфти.....	64
4.7	Перевірка гальм.....	65
4.8	Перевірка двигуна за тривалістю розгону та запасом зчеплення коліс з рейкою.....	66
4.9	Перевірка двигуна за нагрівом.....	67
5.	Розрахунок механізму висування вісі.....	69
6.	Розрахунок механізму обертання підвіски.....	72

7. Розрахунок металоконструкції.....	74
7.1 Розрахунок вузла з'єднання кінцевих балок напівмостів.....	74
7.2 Розрахунок кранового моста на міцність.....	75
Висновки.....	79
Перелік посилань.....	80

ВСТУП

Підйомно-транспортні машини – основа комплексної механізації та автоматизації виробництва. Від правильного вибору раціональних типів машин залежить високопродуктивна робота окремих цехів, ділень і підприємства в цілому.

Технологічний процес виробництва нерозривно пов'язаний з переміщенням великої кількості вантажів починаючи від подавання сировини до видавання готової продукції. У здійсненні вантажних потоків на підприємствах і комплексної механізації процесів праці основну роль відіграють системи підйомно-транспортних машин та обладнання. На 1 т готової продукції різні виробництва потребують 10...100 т сировини, які транспортуються і складаються комплексами підйомно-транспортної техніки.

З усіх типів прольотних кранів мостові найпоширеніші. Мостові крани обслуговують технологічні вантажні потоки, виконують вантажно-розвантажувальні операції в цехах промислових підприємств, на монтажних, контейнерних площадках, у відкритих і закритих складах.

Крани пересуваються по рейках, розміщених на підкранових балках на значній висоті від підлоги цеху, займають мало корисного простору і забезпечують обслуговування майже всієї його площі. На невеликих підприємствах мостові крани встановлюють на естокадах. Основні параметри і розміри мостових кранів вибирають за ГОСТ 1575-87.

Мостові крани комплектуються з уніфікованих вузлів. Вони бувають з одним чи двома крановими візками. Залежно від конструкції моста крани поділяють на одно- і двобалкові; спеціальні крани бувають багатобалочними. Кранами керують з кабіни машиніста або дистанційно.

Даний спеціальний мостовий кран призначений для виконання підйомно – транспортних та технологічних операцій з основним обладнанням РО енергоблоків з реакторами ВВЭР – 1000 (В – 320) у корпусі «Г» Навчально – тренувального центру ОП ЗАЕС, аналогічних операціям, які

виконуються на діючих АЕС для практичної підготовки ремонтного та оперативного персоналу АЕС України, зайнятого технічним обслуговуванням та ремонтом реакторів ВВЭР – 1000 (В – 320).

Металоконструкція крана уявляє собою зварну конструкцію з балок коробчастого перетину.

Вантажний візок включає в себе раму, механізм головного підйому, механізм допоміжного підйому, механізм пересування візка, таль електричну стаціонарну, підвіски головного та допоміжного підйомів.

Механізм головного підйому складається з канатного барабана, привода та підвіски.

Механізм допоміжного підйому складається з зварного барабана з двома нарізками (правою та лівою), привода та двох підвісок.

Механізм пересування візка складається з двох роздільних приводів та чотирьох коліс ходових коліс. Два ходових колеса є приводними.

Механізм пересування крана складається з чотирьох роздільних приводів, чотирьох ходових приводних коліс та чотирьох холостих ходових балансирів.

Для позиціонування моста крана та візка уздовж шляху їх переміщення та мінімізації перекосів у горизонтальній площині кран обладнано системою типу «Stahltronic».

Струмопровід до крана та візка здійснюється використанням кабельного ланцюга від середини рейкового шляху.

Кран обладнано системою відеоспостереження.

Вхідними даними до розрахунку даного дипломного проекту є наступні значення:

- Вантажопідйомність головного підйому..... $Q = 200 \text{ т}$
- Вантажопідйомність допоміжного підйому..... $Q = 2 \times 70 \text{ т}$
- Швидкість руху крана..... $V_{кр} = 0,323 \text{ м/с}$
- Швидкість руху візка..... $V_{в} = 0,093 \text{ м/с}$
- Маса крана..... 258.29 т

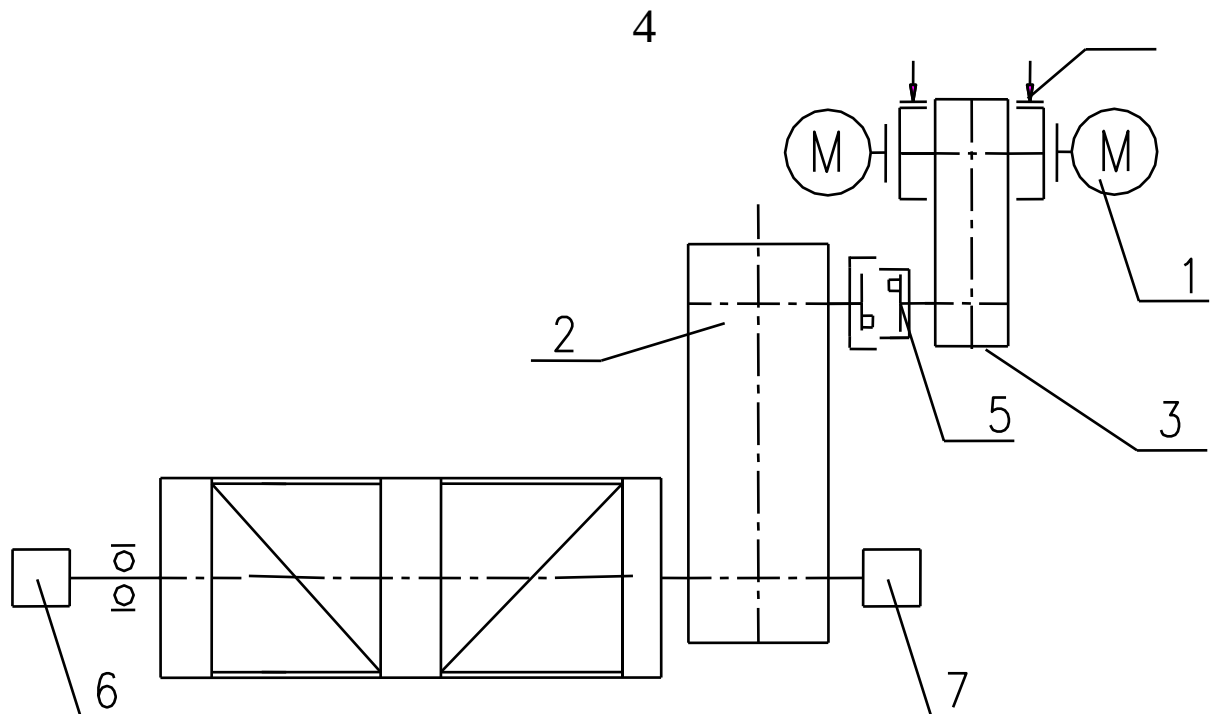
- Маса візка.....80 т
- Висота підйому..... $H = 34.1$ м
- Прогін крана..... $L = 32$ м
- Класифікація за ISO.....A5(середній)

1 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ГОЛОВНОГО ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

Механізм головного підйому складається з канатного барабана, привода та підвіски. Барабан – зварний, має ліву та праву нарізки. Крутний момент до барабана передається від двох електродвигунів за рахунок зубчастих муфт через предредуктор та редуктор, через вбудовану у барабан зубчасту муфту. Механізм обладнано двома гальмами.

1.1 Вибір схеми механізму підйому вантажу

У спеціальних кранах даного типу широке використання знайшла кінематична схема, яка зображена на Рисунку 1.1



1-електродвигун; 2-редуктор; 3-редуктор; 4-гальмо; 5-зубчата муфта 6-кінцевий вимикач; 7-датчик

Рисунок 1.1 – Схема механізму головного підйому вантажу

У схемі передбачено використання двох електродвигунів та двох редукторів. Вал редуктора та вісь барабана встановлюються на двох опорах.

Тихохідний вал редуктора має на кінці зубчасту напівмуфту, яка передає крутний момент на барабан через зубчасту напівмуфту, владнану в барабан. Переваги конструкції: блочність, велика вантажна здатність, статична визначеність. Недоліками є велика маса та значні габарити. Ця схема використовується у спеціальних мостових кранах великої вантажопідйомності та ливарних кранах.

1.2 Вибір схеми та кратності поліспасти

Для механізму підйому, розташованому на візку, мостового крану доцільно використовувати здвоєні поліспасти (Рисунок 1.2).

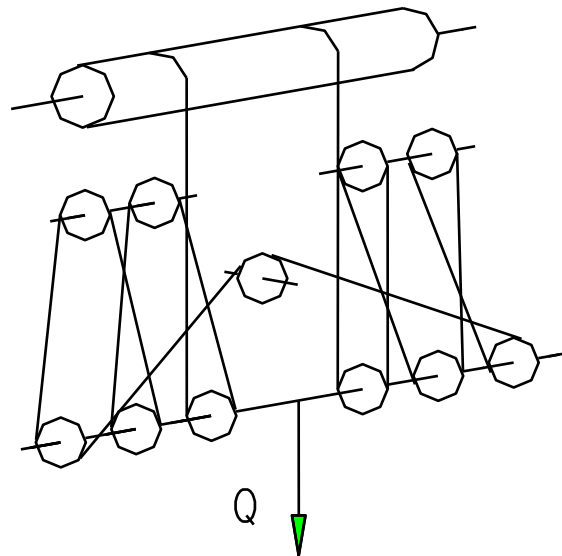


Рисунок 1.2 – Схема поліспасти

Кратність поліспасти $i_n = \frac{12}{2} = 6$.

Визначаємо ККД поліспасти:

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n-1}}{i_n} = \frac{1 + 0,98 + 0,96 + 0,941 + 0,9223 + 0,9}{6} = 0,95, \quad (1.1)$$

де $\eta = 0,98$ – ККД блоку на підшипниках кочення [12];

1.3 Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами ДНАОП 0.00-1.03-02 канат вибирають за розривним зусиллям $F_{\text{розр}}$

$$F_{розр.} = Z_p \cdot S \leq [F]_{розр.} \quad (1.2)$$

$$F_{розр.} = 4,5 \cdot 178,6 = 803,7 \text{ кН}$$

де Z_p – коефіцієнт використання каната ($Z_p=4,5$) [3];

S – найбільше зусилля в канаті, Н:

$$S = \frac{1000(Q_{zn} + G_n)}{2 \cdot i_n \cdot \eta_n} = \frac{1000(1955 + 81)}{2 \cdot 6 \cdot 0,95} = 178,6 \text{ кН} \quad (1.3)$$

де Q – маса вантажу, т;

G_n – маса підвіски, т;

$$G_n = 0,04 \cdot Q = 0,04 \cdot 200 = 8,27 \text{ т}$$

Приймаємо $G_n=8,27 \text{ т}$

i_n – кратність поліспада.

За каталогом обираємо канат подвійної звивки типу ЛК-РО, 6Х36 дротів з металічним осердям за ГОСТ 7669-80, з умовним позначенням:

35.5-Г-ВК-С-Н-Р-1860 ГОСТ 7669-80

Таблиця 1.1 – Характеристика канату

Параметр	Значення
Діаметр каната, мм	35.5
Даркувальна група за тимчасовим опором розриву дротів, МПа	1860
Розрахункова площа перетину всіх дротів, мм ²	580
Орієнтовна маса 1000 м змащеного канату, кг	5290
Розривне зусилля канату у цілому, кН	835

Фактичний коефіцієнт використання канату:

$$Z_\phi = \frac{S_p}{S} = \frac{835}{178,6} = 4,68 \quad (1.4)$$

1.4 Вибір та перевірочний розрахунок гака

Гак обираємо за номінальною вантажопідіймальністю $Q=200\text{т}$ та групою режиму роботи М5. Обираємо заготовку дворогого пластинчастого гака №8 ГОСТ 6619-75.

Перевірочний розрахунок пластинчастого гака полягає у визначенні напруг у небезпечних перерізах і обчисленні запасів міцності стосовно границі текучості матеріалу пластин (сталь 295-09Г2С-12 ГОСТ 19281-89).

Розрахункова схема дворогого пластинчастого гака показана на Рисунок 1.2

Номінальне (розрахункове) навантаження P визначається залежно від ваги, піднімаемого вантажу Q . При цьому вважається, що вага вантажу розподіляється нарівно на кожний ріг гака й що кожна складова спрямована під кутом 45° до вертикалі, тоді:

$$P = \frac{0,5 \cdot Q}{\cos 45^\circ} = 0,707 \cdot Q = 0,707 \cdot 1955000 = 1382185\text{Н} \quad (1.5)$$

Напруження перевіряються в різних перетинах гака як для розтягнутих, так і для стиснутих волокон; кривизна повинна обов'язково враховуватися. Максимальна напруга в внутрішньому розтягнутому волокні визначається по формулі:

$$\sigma_{pc} = \frac{P^*}{F} + \frac{M}{W} \cdot k_i, \text{ Н/см}^2 \quad (1.6)$$

Де: $\frac{P^*}{F_i}$ - напруження розтягу від розрахункового зусилля P^* ;

F_i - площа поперечного перетину, що розраховується, см^2 ;

$$F_i = B \cdot h_i \quad (1.7)$$

P^* - розрахункове зусилля, діюче у поперечному перетині, що розраховується, кг/см^2 ;

B - сумарна товщина усіх робочих пластин гака, см ;

h_i - висота поперечного перетину, що розраховується, см ;

$\frac{M}{W} k_i$ -напруження розтягу у внутрішньому волокні від згину зусиллям P^* ;

M – згинаючий момент, кгс·см;

W – момент спротиву перетину згинанню, мм³

$$W = \frac{B \cdot h_i^2}{6} \quad (1.8)$$

k_i - коефіцієнт приведення напружень для розтягнутого волокна кривого бруса [10].

Максимальне напруження в наружному стиснутому волокні:

$$\sigma_c = \frac{P^*}{F} - \frac{M}{W} \cdot k_0, \text{ МПа}, \quad (1.9)$$

Перевіряються перетини 1-1; 2-2; 4-4 на згин та розтяг; перетин 3-3 на розтяг; перетин 5-5 на згин.

Допустиме напруження на розтяг або стиск для гаків:

$$[\sigma] = \frac{R_n \cdot C \cdot \gamma_c}{\gamma_m \cdot \gamma_n} = \frac{295 \cdot 1,05 \cdot 1}{1,05 \cdot 1,75} = 168 \text{ МПа}, \quad (1.10)$$

Де: $R_n = \sigma_T = 295 \text{ МПа}$ (для сталі 09Г2С-12 ГОСТ 19281-89) [2];

$C = 1,05$ – коефіцієнт переходу від загальних до довільних опорів матеріала [13];

$\gamma_c = 1$ – коефіцієнт умов роботи [13];

$\gamma_m = 1,05$ – коефіцієнт надійності за матеріалом [13];

$\gamma_n = 1,75$ - коефіцієнт надійності за значенням [13];

Розрахункові зусилля:

$$P = 0,707 \cdot Q = 1382185 \text{ Н};$$

$$P_1 = 0,5 \cdot Q = 977500 \text{ Н}.$$

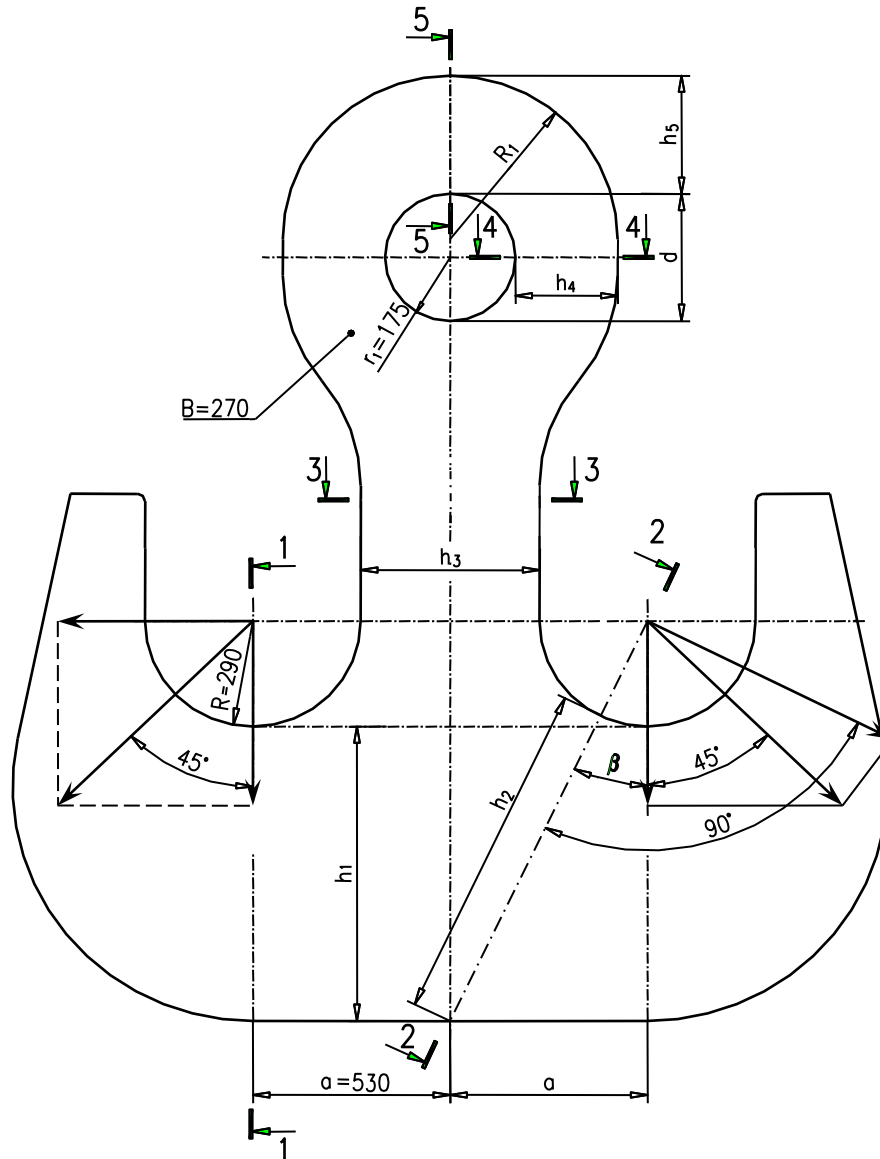


Рисунок 1.3 – Розрахункова схема гаку

Величина R_o визначається за формулою: $R_o = R_i + \frac{h}{2}$, мм, (1.11)

де R_i – радіус згину в i -перерізі, мм.

Для перерізу 1-1: $R_o = R + \frac{h_1}{2} = 225 + \frac{595}{2} = 522.5$ мм; $\frac{R_o}{h_1} = \frac{522.5}{595} = 0,878$;

для перерізу 2-2: $R_o = R + \frac{h_2}{2} = 225 + \frac{660}{2} = 555$ мм; $\frac{R_o}{h_2} = \frac{555}{660} = 0,84$;

для перерізу 3-3: $R_o = 0$;

для перерізу 4-4: $R_o = r_1 + \frac{h_4}{2} = 315 + \frac{215}{2} = 422.5$ мм; $\frac{R_o}{h_4} = \frac{422.5}{215} = 1,965$;

для перерізу 5-5: $R_o = r_2 + \frac{h_5}{2} = 345 + \frac{245}{2} = 467.5 \text{ мм}; \frac{R_o}{h_5} = \frac{467.5}{245} = 1.91.$

Таблиця 1.2 – Розміри гака

Сечение	B, мм	h _i , мм	F _i , мм ²	R ₀ , мм	$\frac{R_o}{h}$	k _i	k ₀
1-1	200	595	119000	522.5	0.878	1.68	0.69
2-2	200	660	132000	550.5	0.84	1.72	0.68
3-3	200	300	60000	-	-	-	-
4-4	200	215	43000	422.5	1.965	1.2	0.85
5-5	200	245	49000	467.5	1.91	1.22	0.84

Перетин 1-1

Зусилля P_1 створює згинаючий момент M_1 :

$$M_1 = P_1 \cdot R_0 = 977500 \cdot 522.5 = 510743750 \text{ Н·см.} \quad (1.12)$$

Момент спротиву перерізу:

$$W_1 = \frac{200 \cdot 595^2}{6} = 11800833 \text{ мм}^3.$$

Напруження від згину без урахування кривизни:

$$\sigma'_i = \frac{510743750}{11800833} = 43 \text{ МПа.}$$

Напруження від згину з урахуванням кривизни:

- у розтягнутому внутрішньому волокні:

$$\sigma_i = \sigma'_i \cdot k_i = 43 \cdot 1.68 = 72.24 \text{ МПа;} \quad (1.13)$$

- у стиснутому зовнішньому волокні:

$$\sigma_0 = \sigma'_i \cdot k_0 = 43 \cdot 0.69 = 30 \text{ МПа.} \quad (1.14)$$

Напруження від розтягу:

$$\sigma_z = \frac{P_1}{F_1} = \frac{977500}{119000} \approx 8.21 \text{ МПа;} \quad (1.15)$$

Сумарні напруження:

- у розтягнутих волокнах:

$$\sigma_{pc} = \sigma_i + \sigma_z = 72.24 + 8.21 = 80.45 \text{ МПа;} \quad (1.16)$$

- у стиснутих волокнах:

$$\sigma_c = \sigma_0 - \sigma_z = 30 - 8.21 = 21.79 \text{ МПа.} \quad (1.17)$$

Перетин 2-2

Зусилля P_1 створює згинаючий момент M_2 :

$$M_2 = P' \cdot R_0,$$

де P' – складова від зусилля P , діюча перпендикулярно до перерізу

$$2-2: P' = P \cdot \sin(45^\circ + \beta),$$

$$\text{де } \beta = \arctg \frac{a}{h_2 + R} = 26^\circ;$$

$$P' = 1382185 \cdot \sin 71^\circ = 1306882 \text{ Н}$$

$$\text{Тоді } M_2 = 1306882 \cdot 555 = 725319510 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

Момент спротиву перерізу:

$$W_2 = \frac{200 \cdot 660^2}{6} = 14520000 \text{ мм}^3$$

Напруження від згину без урахування кривизни:

$$\sigma'_i = \frac{M_2}{W_2} = \frac{725319510}{14520000} = 50 \text{ МПа}$$

Напруження від згину з урахуванням кривизни:

- у розтягнутому внутрішньому волокні:

$$\sigma_i = \sigma'_i \cdot k_i = 50 \cdot 1,72 = 86 \text{ МПа};$$

- у стиснутому зовнішньому волокні:

$$\sigma_0 = \sigma'_i \cdot k_0 = 50 \cdot 0,68 = 34 \text{ МПа.}$$

Напруження від розтягу:

$$\sigma_z = \frac{P'}{F_2} = \frac{1382185}{132000} = 10.5 \text{ МПа.}$$

Сумарні напруження:

- у розтягнутих волокнах:

$$\sigma_{pc} = \sigma_i + \sigma_z = 86 + 10.5 = 96.5 \text{ МПа};$$

- у стиснутих волокнах:

$$\sigma_c = \sigma_0 - \sigma_z = 34 - 10.5 = 23.5 \text{ МПа.}$$

Перетин 3-3

Під дією сили Q виникають напруження розтягу:

$$\sigma = \frac{Q}{F_3}, \text{ МПа}, \quad (1.18)$$

де F_3 – площа перетину з урахуванням послаблення його заклепувальними отворами:

$$F_3 = (h_3 - i \cdot d) \cdot B, \text{ мм}^2, \quad (1.19)$$

де $i = 2$ - кількість отворів у перерізі,

$d = 30$ мм – діаметр отворів,

$$F_3 = (300 - 2 \cdot 30) \cdot 200 = 48000 \text{ мм}^2.$$

$$\sigma = \frac{1955000}{48000} = 40,7 \text{ МПа}.$$

Провушина гака, у якій знаходяться небезпечні перерізи 4-4 и 5-5, розглядається при визначенні діючих в них напружень, як тонке кругове кільце. Передбачається, що зосереджене навантаження прикладене у точках, вказаних на рисунку 1.4. Допущення передбачає наявність невеликого зазору між віссю гака та провушиною (кут $\alpha = 70^\circ$).

Для визначення напружень форма проушини спрощується та приводиться до кільця з концентричними внутрішніми та зовнішніми контурами, що окреслюються з центрів за рисунком 1.4. Напруження вираховуються тільки для крайніх волокон внутрішнього контура, так як напруження зовнішніх волокон очевидно менше.

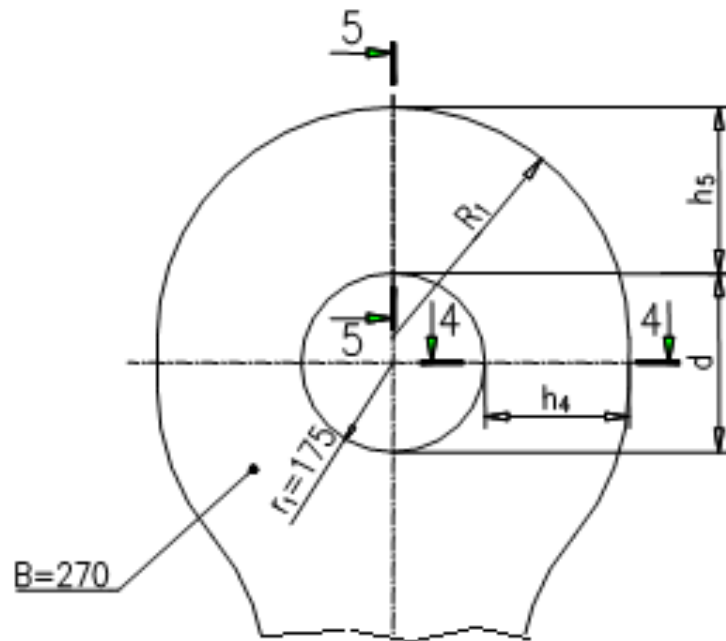


Рисунок 1.4 – Розрахункова схема головки гака

Перетин 4-4, 5-5

Згинаючі моменти:

$$M_4 = 0,164 \cdot Q \cdot R_0; \quad (1.20)$$

$$M_5 = 0,165 \cdot Q \cdot R_0; \quad (1.21)$$

де R_0 – радіус кривизни вісі перетину, мм.

$$M_4 = 0,164 \cdot 1955000 \cdot 422,5 = 135461950 \text{ Н} \cdot \text{мм},$$

$$M_5 = 0,165 \cdot 1955000 \cdot 462,5 = 148286750 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Моменти спротиву:

$$W_4 = \frac{200 \cdot 215^2}{6} = 1540833 \text{ мм}^3;$$

$$W_5 = \frac{200 \cdot 245^2}{6} = 2000833 \text{ мм}^3.$$

Напруження від згину з урахуванням кривизни у **перетині 4-4**:

$$\sigma_i = \sigma'_i \cdot k_i = \frac{M_4}{W_4} \cdot k_i = \frac{135461950}{1540833} \cdot 1,2 = 105 \text{ МПа}$$

Напруження від розтягу:

$$\sigma_z = \frac{Q}{2 \cdot F_4} = \frac{1955000}{2 \cdot 43000} = 22,7 \text{ МПа}, \quad (1.22)$$

Сумарне напруження внутрішнього розтягнутого волокна:

$$\sigma_{pc} = \sigma_i + \sigma_z = 105 + 22,7 = 127,7 \text{ МПа} < [\sigma]$$

Напруження від згину з урахуванням кривизни в перетині 5-5:

$$\sigma_i = \frac{M_5}{W_5} \cdot k_i = \frac{148286750}{2000833} \cdot 1,22 = 90,42 \text{ МПа} < [\sigma].$$

1.5 Розрахунок діаметрів блоків та барабана

Мінімально допустимий діаметр блоків та барабана по середній лінії навитого каната

$$D_{\min} = h \cdot d_k, \quad (1.23)$$

$$D_{\min \sigma} = 18 \cdot 35,5 = 639 \text{ мм}, \text{ приймаємо : } D_6 = 1255 \text{ мм},$$

$$D_{\min \sigma_l} = 20 \cdot 35,5 = 710 \text{ мм}, \text{ приймаємо : } D_{6l} = 1000 \text{ мм}$$

$$D_{\min \sigma_{13}} = 14 \cdot 35,5 = 497 \text{ мм}, \text{ приймаємо : } D_{6_{13}} = 650 \text{ мм}$$

де d_k – діаметр каната;

$$d_k = 35,5 \text{ мм};$$

h – коефіцієнт вибору діаметру блоків та барабанів;

$$h_1 = 18 \text{ – для барабана [3];}$$

$$h_2 = 20 \text{ – для блока [3];}$$

$$h_3 = 14 \text{ – для зрівняльного блока [3].}$$

Діаметр барабана по дну канавки: $D_{1B} = 1220 \text{ мм}$

1.6 Розрахунок розмірів барабана

Число витків нарізок на барабані:

$$Z = \frac{H i_n}{\pi D_\sigma} + 2,5 = \frac{34 \cdot 6}{3,14 \cdot 1,255} + 2,5 = 54,26, \text{ приймаємо } Z = 55 \quad (1.24)$$

Де: H – висота підйому вантажу, м;

D_6 – діаметр барабана по центру каната, м;

2,5 – число витків кріплення каната та запасних.

Довжина нарізки на барабані:

$$l = Z \cdot p = 55 \cdot 40 = 2200 \text{ мм} \quad (1.25)$$

Де: $p \geq 1,1d_k$ - крок нарізки на барабані, мм.

$p \geq 1,1 \cdot 35,5 \geq 39,6$, приймаємо $p=40$ мм.

Загальна довжина барабану, мм:

при здвоєному поліспасті:

$$L = 2l + 2b + c = 2 \cdot 2200 + 2 \cdot 120 + 120 = 4760 \text{ мм}; \text{ приймаємо } L = 4900 \text{ мм} \quad (1.26)$$

Де: $b = 3p = 3 \cdot 40 = 120 \text{ мм}$ - довжина гладкої частини на кінцях барабана, мм;

$\delta_p = d_k$ - товщина реборди;

c - довжина гладкої частини між нарізками, $c = 70 \dots 120$ мм.

Товщина стінки барабану зі сталі:

$$\delta = 0,01D + 3 = 0,01 \cdot 1255 + 3 = 15,5 \text{ мм}, \text{ приймаємо } \delta = 35 \text{ мм}; \quad (1.27)$$

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

Стінки барабана перевіряють по напруженню стиску:

$$\sigma_{ст} = \frac{S}{\delta \cdot p} \leq [\sigma]_{ст}, \quad (1.28)$$

$$\sigma_{ст} = \frac{172,8}{35 \cdot 0,040} = 123,4 \text{ МПа} < 132 \text{ МПа},$$

для барабану з зі сталі Ст.3 допустиме напруження стиску $[\sigma]_{ст.} = 132$ МПа [1].

Умова міцності на стиск для стінки барабану виконується.

1.7 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Для кріплення канату до барабана використовуємо накладки (Рисунок 1.5):

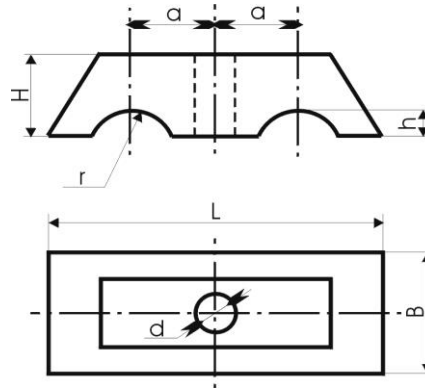


Рисунок 1.5 – Накладки для кріплення канату до барабана

Зусилля натягу каната в місці кріплення:

$$F_{кр} = \frac{S}{e^{fa}} = \frac{172.8}{2,72^{0,1 \cdot 4 \cdot 3,14}} = 49.4 \text{ кН} \quad (1.29)$$

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

$f = 0,1$ – мінімальний коефіцієнт тертя між канатом та барабаном [2];

$\alpha = 4\pi$ (2 витка) – кут обхвату барабана незмотуєними гілками, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

Необхідний натиск усіх болтів кріплення:

$$P = \frac{0.65 \cdot K \cdot F_{кр}}{W} = \frac{0.65 \cdot 1.25 \cdot 49.4}{0.35} = 115 \text{ кН} \quad (1.30)$$

де $K = 1.25$ – коефіцієнт надійності кріплення [6];

$W = 0.35$ – коефіцієнт спротиву руху каната у випадку затиску його планками [6].

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3F_{кр}}{d_1^2 [\sigma]_p} = \frac{3 \cdot 49 \cdot 10^3}{37,129^2 \cdot 60} = 1,77, \quad (1.31)$$

де d_1 – внутрішній діаметр різі гвинта (приймаємо для М42 $d_1=37,129$);

$[\sigma]_p=50...60$ МПа – допуске напруження розтягу для гвинтів із сталі

Ст 3 [1].

Приймаємо $Z=2$.

1.8 Розрахунок вісі блоків підвіски

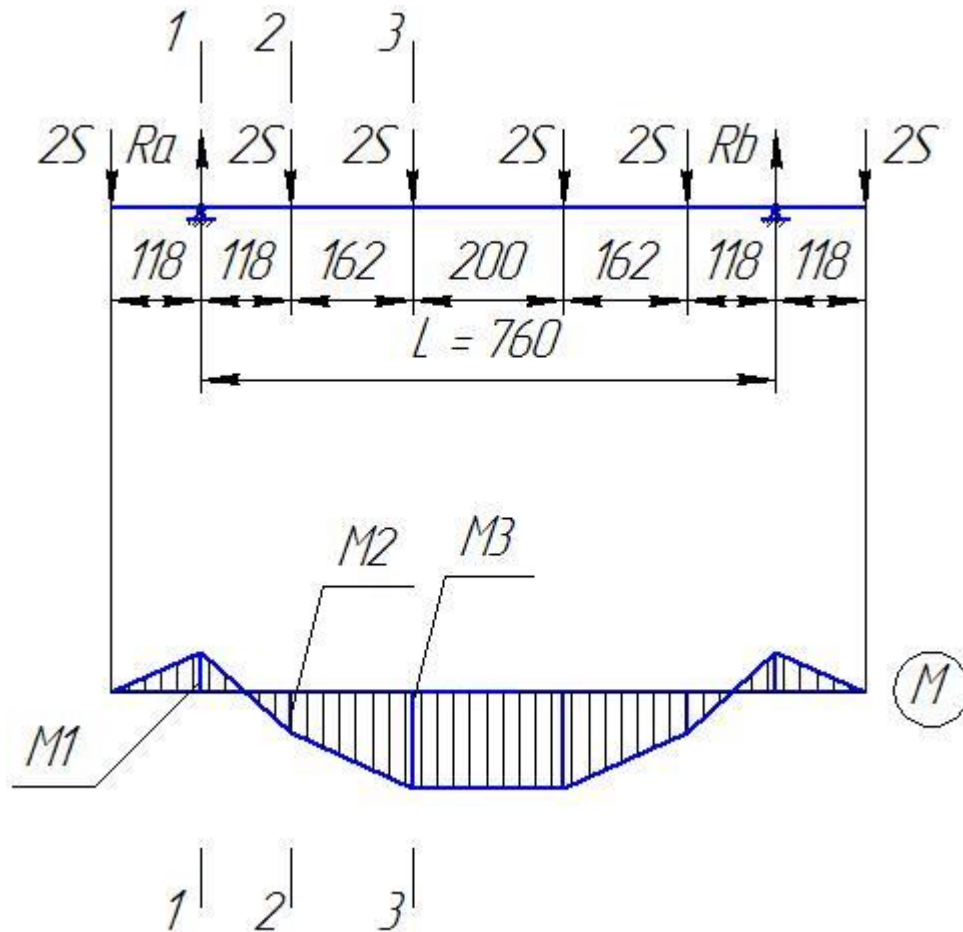


Рисунок 1.6 – Розрахункова схема вісі блоків підвіски

Таблиця 1.3 – Параметри матеріалу вісі [2]

Параметры	Обозначение	Величина
Матеріал вісі	Сталь 40ХН-2 ГОСТ 1050-88. Гр. IV КП 315 ГОСТ 8479-70	
Діаметр вісі, мм	d	220
Границя текучості, МПа	$\sigma_{T.P}$	315
Границя міцності, МПа	σ_B	570

Допустимі напруження згину [2]:

$$[\sigma_H] = \sigma_{T.P.} \cdot \frac{1}{n} = \frac{315}{1.6} = 197 \text{ МПа} \quad (1.32)$$

Де $n = 1.6$ – запас міцності для поковки механізму підйому [2].

Допустимі напруження зрізу [1]:

$$[\tau] = \frac{\sigma_{T.P.} \cdot k}{n} = \frac{315 \cdot 0.58}{1.6} = 114 \text{ МПа} \quad (1.33)$$

Де $k = 0.58$ – коефіцієнт переходу до довільних допустимих напружень на зріз [1].

Номінальні опорні реакції:

$$R_A = R_B = \frac{4S_A(3a + 4b + c)}{L} = \frac{4 \cdot 172.8(0.354 + 0.648 + 0.2)}{0.76} = 1093 \text{ кН} \quad (1.34)$$

Максимальні опорні реакції:

$$R_A^{\max} = R_B^{\max} = \frac{4S_A^{\max}(3a + 4b + c)}{L} = \frac{4 \cdot 216(0.356 + 0.648 + 0.2)}{0.76} = 1368 \text{ кН} \quad (1.35)$$

$$S^{\max} = 1.25S = 216 \text{ кН} \quad (1.36)$$

Згинаючий момент у перерізах:

Переріз 1-1

$$M_1 = R_A \cdot a = 1093000 \cdot 39.36 = 43020480 \text{ Нм} \quad (1.37)$$

Переріз 2-2

$$M_2 = a(4S - R_A) = 39.36(4 \cdot 172800 - 1093000) = -43020480 \text{ Нм} \quad (1.38)$$

Переріз 3-3

$$M_3 = (a + b)(4S - R_A) = -102087600 \text{ Нм} \quad (1.39)$$

Максимальний згинаючий момент у перерізах:

Переріз 1-1

$$M_1^{\max} = R_A^{\max} \cdot a = 1368000 \cdot 39.37 = 53844480 \text{ Нм} \quad (1.40)$$

Переріз 2-2

$$M_2^{\max} = a(4S^{\max} - R_A^{\max}) = 39.37(4 \cdot 216000 - 1368000) = -53844480 \text{ Нм} \quad (1.41)$$

Переріз 3-3

$$M_3^{\max} = (a + b)(4S^{\max} - R_A^{\max}) = -127772950 \text{ Нм} \quad (1.42)$$

Максимальні напруження згину у перерізі 3-3:

$$\sigma_3^{\max} = \frac{M_3^{\max}}{0.1 \cdot d^3} = \frac{127772950}{0.1 \cdot 0.011} = 116 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (1.43)$$

Максимальні напруження зрізу у перерізі 3-3:

$$\tau_{cp3}^{\max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4(R_A^{\max} - 2S^{\max})}{\pi \cdot d^2} = \frac{4}{3} \cdot \frac{4(1368000 - 2 \cdot 216000)}{3.14 \cdot 0.05} = 31.5 \text{ МПа} < [\tau_{cp}] \quad (1.44)$$

Приведені максимальні напруження у перерізі 3-3:

$$\sigma_{np3}^{\max} = \sqrt{(\sigma_3^{\max})^2 + 3(\tau_{cp3}^{\max})^2} = \sqrt{13456 + 2976} = 129 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{И}}] \quad (1.45)$$

Розрахунок вісі блоків на спротив втомі за еквівалентним навантаженням:

Допустиме напруження згину при розрахунку на спротив втомі [2]:

$$[\sigma_u]' = \frac{2\sigma_{-1}}{k + \psi_\sigma} \cdot \frac{1}{n} = \frac{2 \cdot 245}{3.6 + 0.3} \cdot \frac{1}{1.6} = 79 \text{ МПа} \quad (1.46)$$

Де: $\sigma_{-1} = 0.43\sigma_B = 245 \text{ МПа}$ – границя витривалості при згині [2];

$k = 3.6$ – коефіцієнт зниження границі витривалості для посадки з зазором [2];

$\psi_\sigma = 0.3$ - коефіцієнт чутливості матеріалу до асиметрії циклу при згині для легованих сталей [2].

Еквівалентний згинаючий момент в перерізі 3-3:

$$M_{\text{эквз}} = M_3 \cdot k_q = 102087600 \cdot 0.8 = 81670080 \text{ Нм} \quad (1.47)$$

Де $k_q = 0.8$ – Коефіцієнт довговічності для даної групи режиму роботи [2]

Напруження згину в перерізі 3-3:

$$\sigma_{\text{эквз}} = \frac{M_{\text{эквз}}}{0.1 \cdot d^3} = \frac{81670080}{0.1 \cdot 0.011} = 74 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{н}}] \quad (1.48)$$

1.9 Вибір і розрахунок підшипників для блоків

Підшипники блоків (по два в кожному блоку) вибирають за динамічною вантажопідйомністю C , Н:

$$C = P_E \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot \omega_{\text{ол}}}{1745}} \leq [C]_{\text{БП}}; = 184758 \cdot \sqrt[3]{\frac{3500 \cdot 0.386}{1745}} = 168130 \text{ Н} \quad (1.49)$$

де P_E - еквівалентне навантаження на підшипник, Н

$$P_E = 1,2S \cdot K_Q K_V K_d = 1,2 \cdot 172,8 \cdot 10^3 \cdot 0,55 \cdot 1,35 \cdot 1,2 = 184758 \text{ Н} \quad (1.50)$$

K_Q - коефіцієнт навантаження, який залежить від групи режиму роботи ($K_Q = 0,55$ для М5) [6];

K_V - коефіцієнт кільця при зовнішньому кільці, яке обертається ($K_V = 1,35$) [6];

K_d - коефіцієнт динамічності, для механізму підйому ($K_d = 1,2$) [6];

$n_{\text{ол}}$ - частота обертання блока, хв.^{-1} ;

$\omega_{\text{ол}}$ - кутова швидкість блока, с^{-1} ;

$$n_{\text{ол}} = \frac{60 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{\pi \cdot D_{\text{ол}}} = \frac{60 \cdot 0,0425 \cdot (6 - 1)}{3,14 \cdot 1} = 3,69 \text{ хв}^{-1}; \quad (1.51)$$

$$\omega_{\text{ол}} = \frac{2 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{D_{\text{ол}}} = \frac{2 \cdot 0,0425 \cdot (6 - 1)}{1} = 0,386 \text{ с}^{-1} \quad (1.52)$$

V_B - швидкість підйому вантажа, м/с ;

i_n - кратність поліспасти;

L_{h10} - ресурс служби підшипника, год. (3500 год.) [6];

$D_{\text{бл}}$ – діаметр блока по вісі каната, м.

Обираємо підшипники роликові радіально - упорні однорядні №7230 ТУ 37.006.162-89 легкої серії [4].

Таблиця 1.4 – Характеристика підшипника [4].

Умовне позначення	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	C, Н	C ₀ , Н
7230	150	300	45	4	350000	300000

1.10 Привод механізму головного підйому

1.10.1 Вибір електродвигуна

Потужність, яка необхідна для підйому номінального вантажу

$$P_{cm} = \frac{(Q_{zn} + G_n + 2 \cdot i_n) \cdot V}{z \cdot \eta_o} = \frac{(1955 + 81 + 2 \cdot 6) \cdot 0.0425}{2 \cdot 0.858} = 50.72 \text{ кВт} \quad (1.53)$$

де i_n – кратність поліспаста;

$z = 2$ – кількість електродвигунів;

η_o – загальний ККД механізму підіймання;

$$\eta_o = \eta_n \cdot \eta_b \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_m^3 = 0.95 \cdot 0.98 \cdot 0.97 \cdot 0.98 \cdot 0.97 = 0.858 \quad (1.54)$$

де $\eta_n = 0.95$, $\eta_b = 0.98$, $\eta_1 = 0.97$, $\eta_2 = 0.98$, $\eta_m = 0.99$ – ККД відповідно поліспасту, барабана з опорами, передредуктора, редуктора, зубчатої муфти [2].

За каталогом обираємо двигун типу **K21F280S4** з короткозамкнутим ротором.

Таблиця 1.5 – Характеристики двигуна.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Потужність P_d , кВт	75
Частота обертання n_d , хв. ⁻¹	1480
Момент інерції ротора I_p , кг·м ²	0,95
Номінальний момент $M_{ном}$, Н·м	484
Маса, кг	540
ККД, %	0,94

1.10.2 Перевірка двигуна за нагріванням

Еквівалентна потужність електродвигуна, коли перегрівання обмотки не відбувається

$$P_e = \kappa_{25} \cdot \gamma \cdot P_{ст} \leq P_{кат}, \quad (1.55)$$

$$P_e = 0,75 \cdot 0,85 \cdot 75 = 47,81 \text{ кВт} < 75 \text{ кВт}$$

де κ_{25} – коефіцієнт зведення потужності. Дорівнює 0,75 для середнього (М5) режиму роботи [12];

γ – коефіцієнт, що визначає еквівалентну за нагрівом потужність;

$\gamma = 0,85$ – для механізму підймання вантажу [2];

Умова виконується.

1.10.3 Вибір редуктора

Необхідне передаточне відношення редуктора

$$i'_p = \frac{n_d}{n_6} = \frac{1480}{3,88} = 381. \quad (1.56)$$

де n_6 – частота обертання барабана

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_{ван} \cdot i_n}{\pi \cdot D_6} = \frac{60 \cdot 0,0425 \cdot 6}{3,14 \cdot 1,255} = 3,88 \text{ хв}^{-1} \quad (1.57)$$

Вибираємо редуктор ЦЗ-1000МРЗ-40 У2 спеціальний, з передаточним числом $i_1 = 40$ (найближче до потрібного). Для забезпечення потрібного передаточного відношення використовуємо передредуктор 1Ц2У-355-10 У2, з передаточним числом $i_2 = 10$.

Фактичне передаточне число:

$$i_0 = i_1 \cdot i_2 = 40 \cdot 10 = 400 \quad (1.58)$$

Фактична швидкість підйому

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_\phi \cdot n_\phi}{60 \cdot i_n \cdot i_0} = \frac{3,14 \cdot 0,1255 \cdot 1480}{60 \cdot 6 \cdot 400} = 0,04 \frac{м}{с}. \quad (1.59)$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V = \frac{|V_{ван} - V_\phi|}{V_{ван}} \cdot 100\% = \frac{|0,0425 - 0,04|}{0,0425} \cdot 100\% = 5,88\%, \quad (1.60)$$

що допустимо, $[\Delta V] = \pm 6\%$.

1.10.4 Вибір муфт

Для з'єднання валів електродвигуна з швидкохідним валом передредуктора, вала передредуктора та редуктора, а також вала редуктора з валом барабана використовують муфти, які можуть у деякій мірі компенсувати неспіввісність валів, яка виникає в процесі виготовлення та монтажу.

Муфту вибирають по розрахунковому моменту, Нм

$$T_M = M_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max} \quad (1.61)$$

де M_H - номінальний момент, який передає муфта;

K_1 - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму, $K_1=1,8$ [2];

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

Розрахунковий момент муфти електродвигуна:

$$T_{M1} = 484 \cdot 1.8 \cdot 1.2 = 1045 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для з'єднання електродвигуна та передредуктора за каталогом обираємо зубчасту муфту з гальмівним шківом:

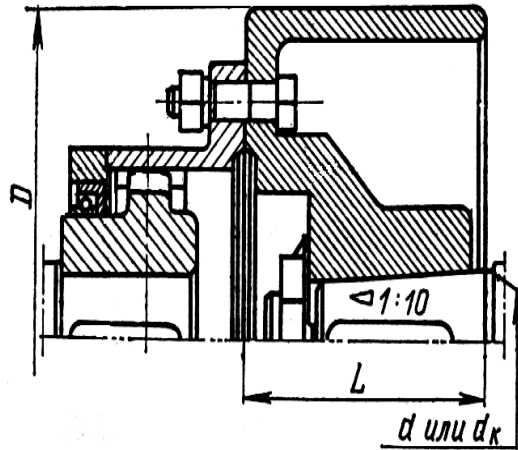


Рисунок 1.7 – Зубчаста муфта з гальмівним шківом

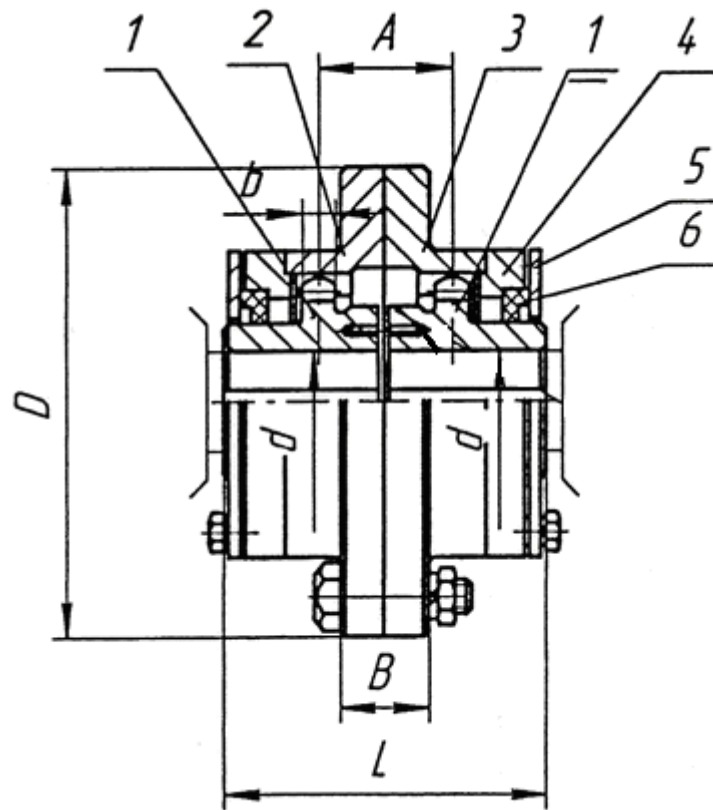
Таблиця 1.6 – Технічні характеристики та розміри муфти

D, мм	D ₁ , мм	ℓ	$\ell_{\text{к}}$	d	d _к	Найбільши й гальмівний момент, Нм	В, мН	Момент інерції муфти, кг·м ²	Маса муфти, кг
		не більш							
300	280	110	105	50	69.5	3150	145	0,625	30

Розрахунковий момент муфти передредуктора:

$$T_{M2} = 5458 \cdot 1.8 \cdot 1.2 = 11798 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для з'єднання передредуктора та редуктора за каталогом обираємо зубчасту муфту:



1 – Втулка; 2, 3 – Обойма зубчаста; 4 – Кільце ущільнення; 5 – Кільце нажимне; 6 – Манжета

Рисунок 1.8 – Зубчаста муфта

Таблиця 1.7 – Технічні характеристики та розміри муфти

Крутний момент, Нм	D H7	d H14	B	Маса, кг	Частота обертання, об/хв
11800	320	60	255	81	2500

1.10.5 Вибір гальм

Необхідний гальмівний момент:

$$M_m^H = k_m \cdot \frac{[1000(Q_{zn} + G_n) + 2 \cdot m] \cdot D_{cp}}{2 \cdot m \cdot i_o} \cdot \eta_{\max} \quad (1.62)$$

$$M_m^H = 1.5 \cdot \frac{[1000(1955 + 9) + 2 \cdot 6] \cdot 1.255}{2 \cdot 6 \cdot 400} \cdot 0.858 = 529 \text{ Нм}$$

де K_T – коефіцієнт запасу гальмування. Дорівнює 1,5 для середнього (М5) режима роботи [3].

За гальмівним моментом обираємо гальмо ТГЕ-300-02 У2 з максимальним гальмівним моментом $M_{\max} = 850 \text{ Н} \cdot \text{м}$ [13].

1.11 Перевірка двигуна за часом розгону

Перевірка електродвигуна за часом розгону при підйманні вантажу:

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_o}{T_n^{CP} - T_{CT}} \leq [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с} \quad (1.63)$$

$$t_n = \frac{1,9 \cdot 155}{869,4 - 588} = 1,04 \text{ с} < [t_n] = 1 \dots 2 \text{ с}$$

де I_{3B} - зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас при підніманні та опусканні вантажу, кгм^2 ;

$$I_{3B} = \delta(I_P + I_M) + m \frac{D_o^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot i_o^2 \cdot \eta_3} \quad (1.64)$$

$$I_{3B} = 1,2(0,95 + 0,625) + 10^3 \cdot 200 \frac{1,575}{4 \cdot 36 \cdot 160000 \cdot 0,89} = 1,9 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$\delta = 1,2$ - коефіцієнт, що враховує момент інерції оберткових мас деталей, крім вала двигуна [2];

I_P, I_M - відповідно момент інерції ротора двигуна і муфти, кгм^2 ;

$m = 10^3 Q_{\max}$ - маса вантажу, що підіймається, кг ;

D_o - діаметр барабана, м ;

i_n - кратність поліспаста;

i_0 - передаточне число редуктора;

T_n^{CP} - середньопусковий момент двигуна, Н·м;

$$T_{II}^{CP} = \psi \cdot T_H = 1.8 \cdot 483 = 869.4 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.65)$$

де $\psi = 1.7 \dots 1.8$ [2] - середня кратність пускового моменту для електродвигунів з короткозамкненим ротором;

Номінальний момент двигуна, Нм

$$T_H = \frac{10^3 \cdot P_{\phi}}{\omega_{\phi}} = \frac{10^3 \cdot 75}{155} = 483 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (1.66)$$

$$\omega_{\phi} = 2\pi n = 2 \cdot 3.14 \cdot \frac{1480}{60} = 155 \text{ с}^{-1} \quad (1.67)$$

Момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажу, Н·м.

$$T_{CT} = \frac{10^4 Q_{\max} D_{\phi}}{2 \cdot i_{II} \cdot i_0 \cdot \eta_3} \quad (1.68)$$

$$T_{CT} = \frac{10^4 \cdot 200 \cdot 1.255}{2 \cdot 6 \cdot 400 \cdot 0.89} = 588 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

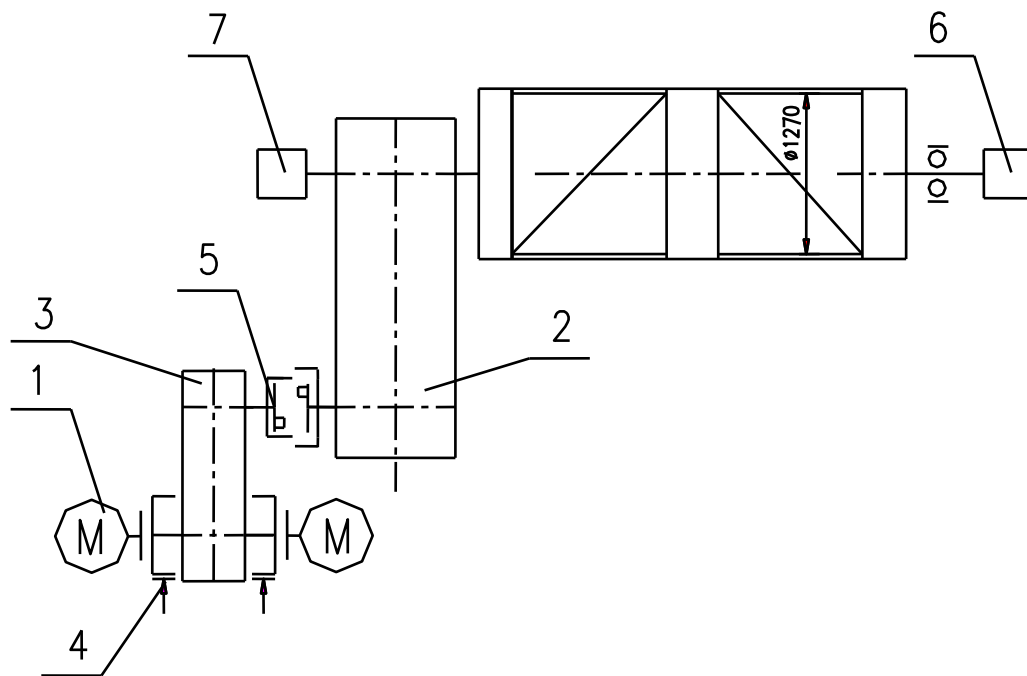
де D_{ϕ} – діаметр барабана по осі каната, м.

2 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ДОПОМІЖНОГО ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ

Механізм допоміжного підйому складається з зварного барабана з двома нарізками (правою та лівою), привода та двох підвісок. У привод входять два електродвигуна, предредуктор, редуктор та два гальма. Крутний момент передається через вбудовану в барабан зубчасту муфту.

2.1 Вибір схеми механізму підйому вантажу

Схема, яка використовується у механізмі допоміжного підйому є аналогічною схемі головного підйому, але виконана у зворотньому порядку, як показано на Рисунку 2.1



1-електродвигун; 2-редуктор; 3-редуктор; 4-гальмо; 5-зубчата муфта 6-кінцевий вимикач; 7-датчик

Рисунок 2.1 – Схема механізму допоміжного підйому вантажу

2.2 Вибір схеми та кратності поліспасти

Для механізму підйому, розташованому на візку, мостового крану доцільно використовувати здвоєні поліспасти (Рисунок 2.2).

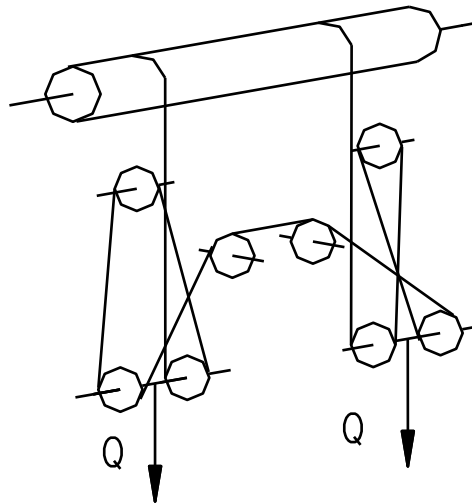


Рисунок 2.2 – Схема поліспасти

Кратність поліспасти $i_n = \frac{8}{2} = 4$.

Визначаємо ККД поліспасти:

$$\eta_n = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_n - 1}}{i_n} = \frac{1 + 0,98 + 0,96 + 0,941}{4} = 0,97, \quad (2.1)$$

де $\eta = 0,98$ – ККД блоку на підшипниках кочення;

2.3 Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами ДНАОП 0.00-1.03-02 канат вибирають за розривним зусиллям $F_{розр}$

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

$$F_{розр.} = 4,5 \cdot 180 = 810 \text{ кН}$$

де Z_p – коефіцієнт використання каната ($Z_p=4,5$) [3];

S – найбільше зусилля в канаті, Н:

$$S = \frac{1000(Q_{zn} + G_n)}{2 \cdot i_n \cdot \eta_n} = \frac{1000(1373.4 + 21.56)}{2 \cdot 4 \cdot 0.97} = 180 \text{ кН} \quad (2.3)$$

де Q – маса вантажу, т;

G_n – маса підвіски, т;

$$G_n = 0.02 \dots 0.03 \cdot Q = 0.03 \cdot 70 = 2.2 \text{ т}$$

i_n – кратність поліспада.

Обираємо канат подвійної звивки типу ЛК-РО, 6Х36 дротів з металічним осердям за ГОСТ 7669-80, з умовним позначенням:

35.5-Г-ВК-С-Н-Р-1860 ГОСТ 7669-80

Таблиця 2.1 – Характеристика канату

Параметр	Значення
діаметр каната, мм	35.5
маркувальна група за тимчасовим опором розриву дротів, МПа	1860
розрахункова площа перетину всіх дротів, мм ²	580
орієнтовна маса 1000 м змащеного канату, кг	5290
розривне зусилля канату у цілому, кН	835

Фактичний коефіцієнт використання канату:

$$Z_\phi = \frac{S_p}{S} = \frac{835}{180} = 4.64 \quad (2.4)$$

2.4 Вибір підвіски

Так як механізм виконує допоміжні операції та виходячи з умов використання крана доцільно обрати для механізму допоміжного підйому нормальну підвіску з 2ма блоками різного діаметру. У якості

вантажозахоплювального органу з огляду на призначення крана будуть використані спеціальні страховочні сережки, які кріпляться на провущини.

2.5 Розрахунок діаметрів блоків та барабана

Мінімально допустимий діаметр блоків та барабана по середній лінії навитого каната

$$D_{\min} = h \cdot d_k, \quad (2.5)$$

$$D_{\min \delta} = 18 \cdot 35.5 = 639 \text{ мм, приймаємо : } D_{\delta} = 1305 \text{ мм,}$$

$$D_{\min \delta_l} = 20 \cdot 35.5 = 710 \text{ мм, приймаємо : } D_{\delta_l} = 1000 \text{ мм}$$

$$D_{\min \delta_{лз}} = 14 \cdot 35.5 = 497 \text{ мм, приймаємо : } D_{\delta_{лз}} = 650 \text{ мм}$$

де d_k – діаметр каната;

$$d_k = 35.5 \text{ мм;}$$

h – коефіцієнт вибору діаметру блоків та барабанів;

$$h_1 = 18 \text{ – для барабана [3];}$$

$$h_2 = 20 \text{ – для блока [3];}$$

$$h_3 = 14 \text{ – для зрівняльного блока [3].}$$

Діаметр барабана по дну канавки: $D_{1B} = 1270 \text{ мм}$

2.6 Розрахунок розмірів барабана

Число витків нарізок на барабані:

$$Z = \frac{H i_n}{\pi D_{\delta}} + 2.5 = \frac{34 \cdot 4}{3.14 \cdot 1.305} + 2.5 = 35.7, \text{ приймаємо } Z = 36 \quad (2.6)$$

Де: H – висота підйому вантажу, м;

D_{δ} – діаметр барабана по центру каната, м;

2,5 – число витків кріплення каната та запасних.

Довжина нарізки на барабані:

$$l = Z \cdot p = 36 \cdot 40 = 1440 \text{ мм} \quad (2.7)$$

Де: $p \geq 1,1d_k$ - крок нарізки на барабані, мм.

$$p \geq 1,1 \cdot 35,5 \geq 39,05, \text{ приймаємо } p=40 \text{ мм.}$$

Загальна довжина барабану, мм:

при здвоєному поліспасті:

$$L = 2l + 2b + c = 2 \cdot 1440 + 2 \cdot 120 + 120 = 3240 \text{ мм; приймаємо } L = 4940 \text{ мм} \quad (2.8)$$

Де: $b = 3p = 3 \cdot 40 = 120 \text{ мм}$ - довжина гладкої частини на кінцях барабана, мм;

$\delta_p = d_k$ - товщина реборди;

c - довжина гладкої частини між нарізками, $c = 70 \dots 120 \text{ мм}$.

Товщина стінки барабану зі сталі:

$$\delta = 0,01D + 3 = 0,01 \cdot 1305 + 3 = 16 \text{ мм, приймаємо } \delta = 40 \text{ мм;} \quad (2.9)$$

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

Стінки барабана перевіряють по напруженню стиску:

$$\sigma_{ст} = \frac{S}{\delta \cdot p} \leq [\sigma]_{ст}, \quad (2.10)$$

$$\sigma_{ст} = \frac{184}{40 \cdot 0,040} = 115 \text{ МПа} < 132 \text{ МПа,}$$

для барабану з зі сталі Ст.3 допустиме напруження стиску $[\sigma]_{ст.} = 132 \text{ МПа}$ [1].

Умова міцності на стиск для стінки барабану виконується.

2.7 Розрахунок гвинтів кріплення каната до барабана

Для кріплення канату до барабана використовуємо накладки (Рисунок 2.3):

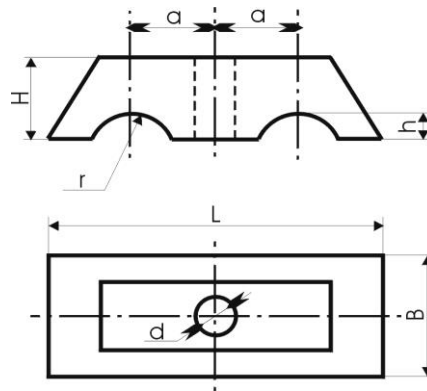


Рисунок 2.3 – Накладки для кріплення канату до барабана

Зусилля натягу каната в місці кріплення:

$$F_{кр} = \frac{S}{e^{fa}} = \frac{184}{2,72^{0,1 \cdot 4 \cdot 3,14}} = 52,42 \text{ кН} \quad (2.11)$$

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

$f = 0,1$ [2] – мінімальний коефіцієнт тертя між канатом та барабаном;

$\alpha = 4\pi$ (2 витка) – кут обхвату барабана незмотуєними гілками, прийнятий за правилами Держнаглядохоронпраці.

Необхідний натиск усіх болтів кріплення:

$$P = \frac{0,65 \cdot K \cdot F_{кр}}{W} = \frac{0,65 \cdot 1,25 \cdot 52,42}{0,35} = 122 \text{ кН} \quad (2.12)$$

де $K = 1,25$ – коефіцієнт надійності кріплення [6];

$W = 0,35$ – коефіцієнт спротиву руху каната у випадку затиску його планками [6];

Необхідне число гвинтів кріплення канату:

$$Z = \frac{3F_{кр}}{d_1^2 [\sigma]_p} = \frac{3 \cdot 52,42 \cdot 10^3}{37,129^2 \cdot 60} = 1,9 \quad (2.13)$$

де d_1 – внутрішній діаметр різі гвинта (приймаємо для М42 $d_1=37,129$);

$[\sigma]_p=50...60$ МПа – допускане напруження розтягу для гвинтів із сталі Ст 3 [1].

Приймаємо $Z=2$.

2.8 Вибір і розрахунок підшипників для блоків

Підшипники блоків (по два в кожному блоку) вибирають за динамічною вантажопідйомністю C , Н:

$$C = P_E \sqrt[3]{\frac{L_{10h} \cdot \omega_{\text{бл}}}{1745}} \leq [C]_{\text{БП}}; = 196732 \cdot \sqrt[3]{\frac{3500 \cdot 0.255}{1745}} = 157385 \text{ Н} \quad (2.14)$$

де P_E - еквівалентне навантаження на підшипник, Н

$$P_E = 1,2 S \cdot K_Q K_V K_\partial = 1,2 \cdot 184 \cdot 10^3 \cdot 0,55 \cdot 1,35 \cdot 1,2 = 196732 \text{ Н} \quad (2.15)$$

K_Q - коефіцієнт навантаження, який залежить від групи режиму роботи ($K_Q = 0,55$ для М5) [6];

K_V - коефіцієнт кільця при зовнішньому кільці, яке обертається ($K_V = 1,35$) [6];

K_d - коефіцієнт динамічності, для механізму підйому ($K_d = 1,2$) [6];

$n_{\text{бл}}$ - частота обертання блока, хв.⁻¹;

$\omega_{\text{бл}}$ - кутова швидкість блока, с⁻¹;

$$n_{\text{бл}} = \frac{60 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{\pi \cdot D_{\text{бл}}} = \frac{60 \cdot 0,0425 \cdot (4 - 1)}{3,14 \cdot 1} = 2.436 \text{ хв}^{-1}; \quad (2.16)$$

$$\omega_{\text{бл}} = \frac{2 \cdot V_B \cdot (i_n - 1)}{D_{\text{бл}}} = \frac{2 \cdot 0,0425 \cdot (4 - 1)}{1} = 0.255 \text{ с}^{-1} \quad (2.17)$$

V_B - швидкість підйому вантажа, м/с;

i_n - кратність поліспаста;

L_{h10} - ресурс служби підшипника, год. (3500 год.) [6];

$D_{\text{бл}}$ - діаметр блока по вісі каната, м.

Обираємо підшипники роликові радіально - упорні однорядні №7230
ТУ 37.006.162-89 легкої серії [4].

Таблиця 2.2 – Характеристика підшипника

Умовне позначення	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	C, Н	C _o , Н
7230	150	300	45	4	350000	300000

2.9 Привод механізму допоміжного підйому

2.9.1 Вибір електродвигуна

Потужність, яка необхідна для підйому номінального вантажу

$$P_{cm} = \frac{(Q_{zn} + 2G_n + 2 \cdot i_n) \cdot V}{z \cdot \eta_o} = \frac{(1373.4 + 42 + 2 \cdot 4) \cdot 0.0425}{2 \cdot 0.877} = 35 \text{ кВт} \quad (2.18)$$

де i_n – кратність поліспаста;

$z = 2$ – кількість електродвигунів;

η_o – загальний ККД механізму підіймання;

$$\eta_o = \eta_n \cdot \eta_b \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_m^3 = 0.95 \cdot 0.98 \cdot 0.97 \cdot 0.98 \cdot 0.97 = 0.877 \quad (2.19)$$

де $\eta_n = 0.97$, $\eta_b = 0.98$, $\eta_1 = 0.97$, $\eta_2 = 0.98$, $\eta_m = 0.99$ – ККД відповідно

поліспасту, барабана з опорами, передредуктора, редуктора, зубчатої муфти [2].

За каталогом обираємо двигун типу **K21F225M4 TWS** з короткозамкнутим ротором.

Таблиця 2.3 – Характеристики двигуна.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Потужність P_d , кВт	45
Частота обертання n_d , хв. ⁻¹	1470
Момент інерції ротора I_p , кг·м ²	0,275
Номінальний момент $M_{ном}$, Н·м	292
Маса, кг	312
ККД, %	0,86

2.9.2 Перевірка двигуна за нагріванням

Еквівалентна потужність електродвигуна, коли перегрівання обмотки не відбувається

$$P_e = \kappa_{25} \cdot \gamma \cdot P_{ст} \leq P_{кат}, \quad (2.20)$$

$$P_e = 0,75 \cdot 0,85 \cdot 35 = 22,3 \text{ кВт} < 35 \text{ кВт}$$

де κ_{25} – коефіцієнт зведення потужності. Дорівнює 0,75 для середнього (М5) режиму роботи [12];

γ – коефіцієнт, що визначає еквівалентну за нагрівом потужність;

$\gamma = 0,85$ – для механізму підймання вантажу [12];

Умова виконується.

2.9.3 Вибір редуктора

Необхідне передаточне відношення редуктора

$$i'_p = \frac{n_d}{n_6} = \frac{1470}{2,5} = 588. \quad (2.21)$$

де n_6 – частота обертання барабана

$$n_6 = \frac{60 \cdot V_{ван} \cdot i_n}{\pi \cdot D_6} = \frac{60 \cdot 0,0425 \cdot 4}{3,14 \cdot 1,305} = 2,5 \text{ с}^{-1} \quad (2.22)$$

Вибираємо редуктор ЦЗ-1000МРЗ-50 У2 спеціальний, з передаточним числом $i_1 = 50$ (найближче до потрібного). Для забезпечення потрібного передаточного відношення використовуємо предредуктор 1Ц2У-355-12.5 У2, з передаточним числом $i_2 = 12.5$.

Фактичне передаточне число:

$$i_0 = i_1 \cdot i_2 = 50 \cdot 12.5 = 625 \quad (2.23)$$

Фактична швидкість підйому

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_\phi \cdot n_\phi}{60 \cdot i_n \cdot i_0} = \frac{3,14 \cdot 0,1305 \cdot 1470}{60 \cdot 4 \cdot 625} = 0,04 \frac{м}{с}. \quad (2.24)$$

Відхилення від заданої швидкості

$$\Delta V = \frac{|V_{ван} - V_\phi|}{V_{ван}} \cdot 100\% = \frac{|0,0425 - 0,04|}{0,0425} \cdot 100\% = 5,88\%, \quad (2.25)$$

що допустимо, $[\Delta V] = \pm 6\%$.

2.9.4 Вибір муфт

Для з'єднання валів електродвигуна з швидкохідним валом предредуктора, вала предредуктора та редуктора, а також вала редуктора з валом барабана використовують муфти, які можуть у деякій мірі компенсувати неспіввісність валів, яка виникає в процесі виготовлення та монтажу.

Муфту вибирають по розрахунковому моменту, Нм

$$T_M = M_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{max} \quad (2.26)$$

де M_H - номінальний момент, який передає муфта;

K_1 - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму, $K_1 = 1,8$ [2];

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

Розрахунковий момент муфти електродвигуна:

$$T_{M1} = 292 \cdot 1.8 \cdot 1.2 = 630 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для з'єднання електродвигуна та передредуктора за каталогом обираємо зубчасту муфту з гальмівним шківом:

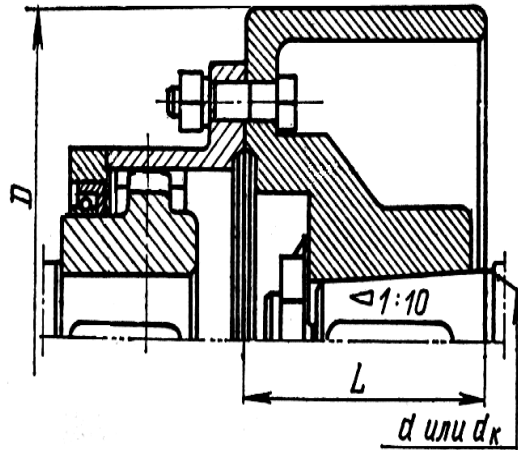


Рисунок 2.4 – Зубчаста муфта з гальмівним шківом

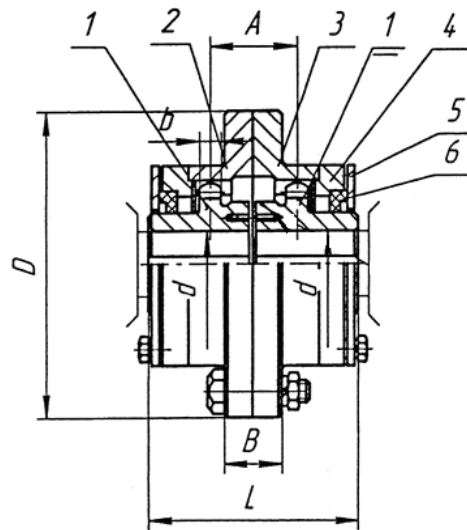
Таблиця 2.4 – Технічні характеристики та розміри муфти

D, мм	D ₁ , мм	ℓ	$\ell_{\text{к}}$	d	d _к	Найбільши й гальмівний момент, Нм	В, мН	Момент інерції муфти, кг·м ²	Маса муфти, кг
		не більш							
300	280	110	105	50	69.5	3150	145	0,625	30

Розрахунковий момент муфти передредуктора:

$$T_{M2} = 5063 \cdot 1.8 \cdot 1.2 = 10936 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Для з'єднання передредуктора та редуктора за каталогом обираємо зубчасту муфту:



1 – Втулка; 2, 3 – Обойма зубчаста; 4 – Кільце ущільнення; 5 – Кільце нажимне; 6 – Манжета

Рисунок 2.5 – Зубчаста муфта

Таблиця 2.5 – Технічні характеристики та розміри муфти

Крутний момент, Нм	D H7	d H14	B	Маса, кг	Частота обертання, об/хв
11800	320	60	255	81	2500

2.9.5 Вибір гальм

Необхідний гальмівний момент:

$$M_m'' = k_m \cdot \frac{[1000(Q_{zn} + G_n) + 2 \cdot i_n] \cdot D_{cp}}{2 \cdot i_n \cdot i_o} \cdot \eta_{\max} \quad (2.27)$$

$$M_m'' = 1.5 \cdot \frac{[1000(1373.4 + 42) + 2 \cdot 4] \cdot 1.305}{2 \cdot 4 \cdot 625} \cdot 0.877 = 489 \text{ Нм}$$

де K_T – коефіцієнт запасу гальмування. Дорівнює 1,5 для середнього (М5) режиму роботи [3].

За гальмівним моментом обираємо гальмо ТГЕ-300-02 У2 з максимальним гальмівним моментом $M_{\max} = 850 \text{ Н} \cdot \text{м}$ [14].

2.9.6 Перевірка двигуна за часом розгону

Перевірка електродвигуна за часом розгону при підйманні вантажу:

$$t_n = \frac{I_{3B} \cdot \omega_{\partial}}{T_n^{CP} - T_{CT}} \leq [t_n] = 1...2c \quad (2.28)$$

$$t_n = \frac{1,09 \cdot 153,86}{526 - 411} = 1,45c < [t_n] = 1...2c$$

де I_{3B} - зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас при підніманні та опусканні вантажа, кгм^2 ;

$$I_{3B} = \delta(I_P + I_M) + m \frac{D_{\delta}^2}{4 \cdot i_n^2 \cdot i_0^2 \cdot \eta_3} \quad (2.29)$$

$$I_{3B} = 1,2(0,275 + 0,625) + 10^3 \cdot 140 \frac{1,575}{4 \cdot 16 \cdot 390625 \cdot 0,89} = 1,09 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$\delta = 1,2$ - коефіцієнт, що враховує момент інерції обертових мас деталей, крім вала двигуна [2];

I_P, I_M - відповідно момент інерції ротора двигуна і муфти, кгм^2 ;

$m = 10^3 Q_{\max}$ - маса вантажа, що підіймається, кг ;

D_{δ} - діаметр барабана, м ;

i_n - кратність поліспаста;

i_0 - передаточне число редуктора;

T_n^{CP} - середньопусковий момент двигуна, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$$T_H^{CP} = \psi \cdot T_H = 1,8 \cdot 292 = 526 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.30)$$

де $\psi = 1,7...1,8$ - середня кратність пускового моменту для електродвигунів з короткозамкненим ротором [2];

Номінальний момент двигуна:

$$T_H = \frac{10^3 \cdot P_{\partial}}{\omega_{\partial}} = \frac{10^3 \cdot 45}{153,86} = 292,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (2.31)$$

$$\omega_{\partial} = 2\pi n = 2 \cdot 3,14 \cdot \frac{1470}{60} = 153,86 \text{ с}^{-1} \quad (2.32)$$

Момент на валу двигуна від маси підвіски і вантажу:

$$T_{CT} = \frac{10^4 Q_{\max} D_{\delta}}{2 \cdot i_{II} \cdot i_0 \cdot \eta_3} \quad (2.33)$$

$$T_{CT} = \frac{10^4 \cdot 140 \cdot 1.305}{2 \cdot 4 \cdot 625 \cdot 0.89} = 411 H \cdot m$$

де D_{δ} – діаметр барабана по вісі каната, м.

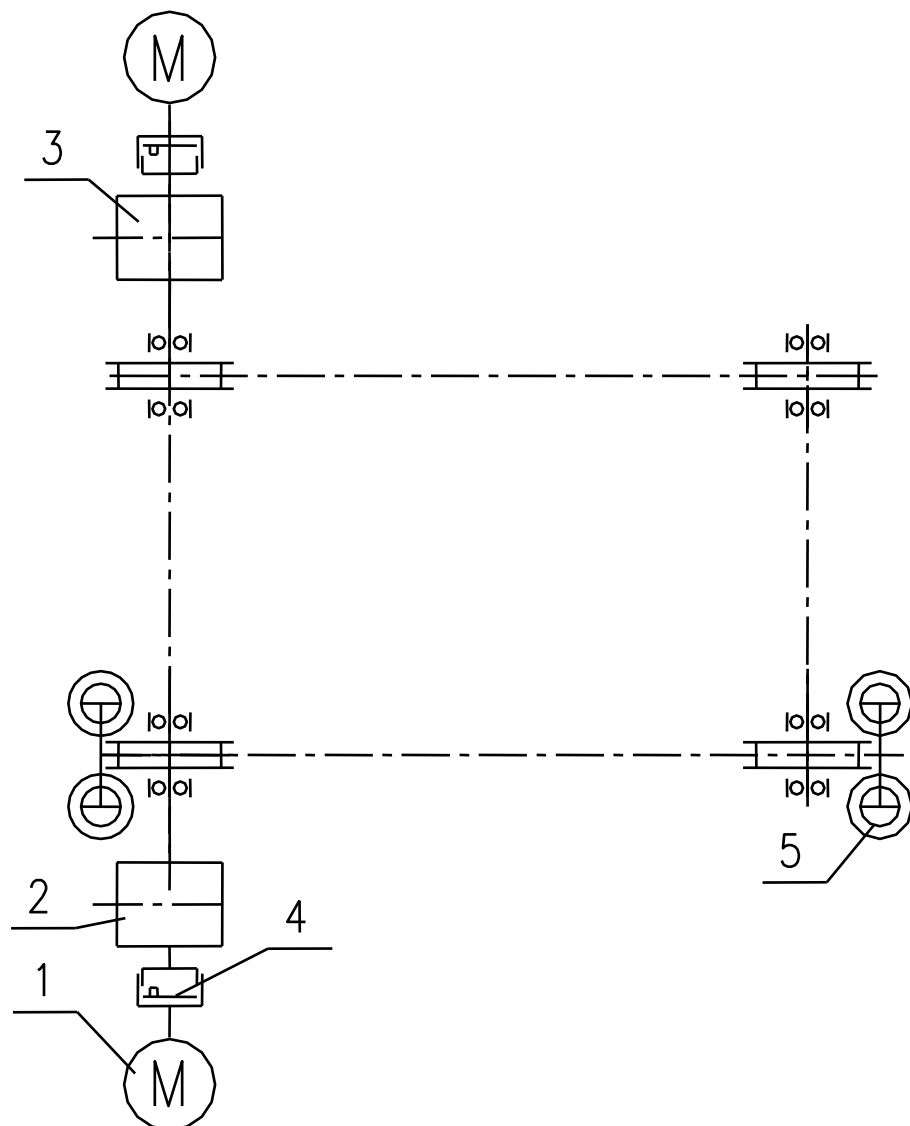
2.10 Вибір та встановлення електроталей

Для виконання допоміжних підйомно – транспортних операцій на кран встановлено три електроталі. Дві електроталі МТ750Н47V1 вантажопідйомністю 5 тонн розташовані на головних мостах з боку становлення настилу, які мають можливість вільно пересуватись уздовж мостів. Одна електроталь МТ625Н40V1 вантажопідйомністю 10 тонн встановлена безпосередньо на візку, та є стаціонарною. Ця таль використовується для виконання цехових операцій і не пристосована для підймання стандартних вантажів даного крана.

3 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

Механізм пересування візка складається з двох роздільних приводів та чотирьох коліс ходових коліс. Два ходових колеса є приводними. Привод складається з електродвигуна з вбудованим дисковим гальмом та редуктора. Для зменшення бічного зміщення візка поперек рейкового шляху встановлені горизонтальні ролики.

Для механізму пересування візка даного крана з 2ма механізмами підйому доцільною є наступна схема:



1 – Електродвигун; 2, 3 – редуктор; 4 – зубчаста напівмуфта; 5 – Бокові ролики, виконані з можливістю їх повного притиснення до головки рейки.

Рисунок 3.1 – Схема механізму пересування візка

3.1 Визначення максимального тиску на ходові колеса

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

$$R = \frac{(Q + G_B) \cdot 10^4}{4} = \frac{(200 + 80) \cdot 10^4}{4} = 700000 \text{ Н} \quad (3.1)$$

де Q - вантажопідйомність крану, т;

G_B - маса візка, т.

3.2 Вибір ходових коліс

Ходові колеса кранових візків вибирають з урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування та групи режиму роботи механізму.

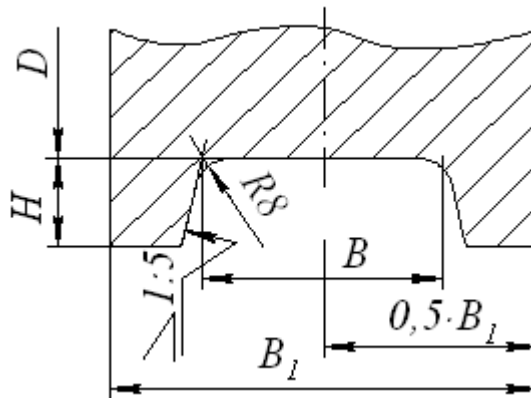


Рисунок 3.2 – Колесо кранове дворебордне

Обираємо колесо діаметром 710мм [14].

Таблиця 3.1 – Ходові колеса [14]

Швидкість пересування візка, м/с	Максимальне навантаження на колесо, кН.	D, мм	Тип рейки	B, мм	B ₁ , мм	H, мм
0,093	800	710	KP120	130	180	60

Діаметр цапф валів коліс дорівнює:

$$d_{ц} = (0.2 \dots 0.3)D = (0.2 \dots 0.3) \cdot 710 = 142 \dots 213 \text{ мм}, \quad \text{приймаємо } d_{ц} = 170 \text{ мм}.$$

Обираємо рейку [14]:

Рейка КР120А ГОСТ 4121-76

3.3 Опір пересування візка

Максимальний опір пересування візка, Н

$$W = W_{TP} + W_y = 17.66 + 5.5 = 23.16 \text{ кН} \quad (3.2)$$

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

$$W_{TP} = (G_T + G_{ван}) \cdot \frac{\mu_{ц} \cdot d_{ц} + 2 \cdot f}{D_{к}} \cdot k_p = (785 + 1962) \cdot \frac{0.015 \cdot 170 + 2 \cdot 0.8}{710} \cdot 1.1 = 17.66 \text{ кН} \quad (3.3)$$

де: G_T - вага візка, т;

$G_{ван}$ - вага вантажу, т;

$\mu_{ц}$ - коефіцієнт тертя кочення підшипників, приведених до цапфи колеса, $\mu = 0.015$ [2];

f – плече тертя кочення, $f = 0.8 \text{ мм}$ [2];

$d_{ц}$ - діаметр цапфи вала колеса, мм;

K_p - коефіцієнт тертя реборд та роликів з рейками ($K_p = 1.1$ - для механізму пересування візка з приводними колесами) [2].

W_y – сила опору від ухилу підвізкових шляхів;

$$W_y = i_y \cdot (G_T + G_{ван}) = 0.002 \cdot (785 + 1962) = 5.5 \text{ кН} \quad (3.4)$$

де $i_y = 0.002$ - уклін підвізкового шляху [3].

3.4 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування візка, кВт

$$P_{cm} = \frac{W \cdot V}{z \cdot \eta_o} = \frac{23.16 \cdot 0,093}{2 \cdot 0.922} = 1,17 \text{ кВт} \quad (3.5)$$

де W - опір руху візка, Н;

V - швидкість руху візка, м/с ;

η_o - загальний ККД механізму пересування візка;

$$\eta_o = \eta_k \cdot \eta_p \cdot \eta_m = 0.98 \cdot 0.97 \cdot 0.99 = 0.922 \quad (3.6)$$

де $\eta_k = 0,98$, $\eta_p = 0,97$, $\eta_m = 0,99$, – ККД відповідно підшипників кочення ходового колеса, редуктора, зубчастої муфти.

z - кількість приводів пересування.

За каталогом обираємо двигун типу **B21R132M8 TWS** з вбудованим гальмом та короткозамкненим ротором.

Таблиця 3.2 – Характеристики двигуна.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Потужність P_d , кВт	3
Частота обертання n_d , хв. ⁻¹	705
Момент інерції ротора I_p , кг·м ²	0.0257
Номінальний момент $M_{ном}$, Н·м	33
Маса, кг	68
ККД, %	0.78

3.5 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування

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

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{705}{2.5} = 282$$

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

n_K - частота обертання ходового колеса візка, хв^{-1}

$$n_K = \frac{60V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,093}{3,14 \cdot 0,71} = 2,5 \text{хв}^{-1}; \quad (3.8)$$

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

ω_K - кутова швидкість колеса, с^{-1} ;

V - швидкість руху, м/с ;

D - діаметр ходового колеса, м .

За каталогом обираємо редуктор **5Ц4вкф-250-280 У2(спеціальний)** з передаточним числом $i_p = 280$ (найближче до потрібного).

При обраному редукторі фактичне число обертів ходового колеса:

$$n_K^\phi = \frac{705}{280} = 2,518 \text{хв}^{-1}$$

Фактична швидкість пересування візка:

$$V_B^\phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n_K^\phi}{60} = 3,14 \cdot 0,71 \cdot 2,518 / 60 = 0,0935 \text{м/с} \quad (3.9)$$

Відхилення від заданого значення швидкості пересування візка:

$$\Delta V = \frac{|V_K - V_K^\phi|}{V_K} \cdot 100\% = \frac{|0,093 - 0,0935|}{0,093} \cdot 100\% = 0,53\%, \quad (3.10)$$

що є допустимим.

3.6 Вибір муфт

Для з'єднання вала електродвигуна з швидкохідним валом редуктора в даному випадку використовують зубчасту муфту МЗП.

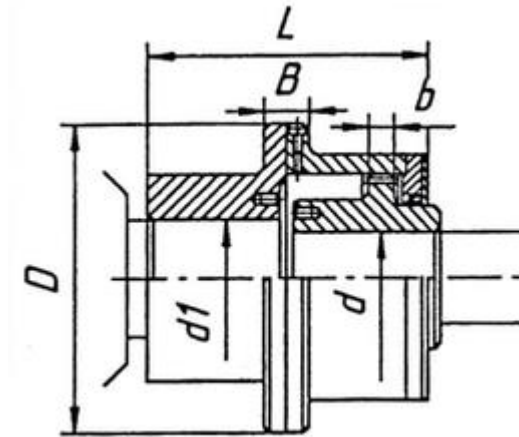


Рисунок 3.3 – Муфта зубчаста МЗП

Муфту вибирають за розрахунковим моментом, Нм

$$T_M = M_{НОМ} \cdot K_1 \cdot K_2 \quad (3.11)$$

$$T_M = 33 \cdot 1.2 \cdot 1.2 = 47.5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де T_H - номінальний момент, який передає муфта;

K_1 - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму, $K_1=1,2$ [2];

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

За каталогом обираємо зубчасту муфту МЗП - 1

Таблиця 3.3 – Характеристики муфти

D, мм	B, мм	d, мм	Крутний момент, Нм	Момент інерції муфти, кг·м ²	Маса муфти, кг
170	20	130	710	0.038	10.6

3.7 Вибір гальм

Розрахунок гальма ведеться з урахуванням його убудованості у двигун, загального часу гальмування та кількості гальм.

Час гальмування:

$$t_T = \frac{V_\phi}{[a_T]} = \frac{0.0935}{0.05} = 1.87c \quad (3.12)$$

де: V – фактична швидкість пересування візка;

$[a_T]$ – допустиме прискорення при гальмуванні візка [6].

Необхідний гальмівний момент одного гальма при русі під уклін:

$$M_m = \frac{1}{n} \left\{ \left(W_y - \frac{W_{mp}}{k_p} \right) \cdot \frac{D_\kappa \cdot \eta_0}{2 \cdot i_o} + \frac{n_{\partial\phi}}{9.55 \cdot t_T} \cdot \left[z \cdot 1.2 \cdot (I_p + I_m) + \frac{(m_m + m_{cp}) \cdot D_\kappa^2 \cdot \eta_0}{4 \cdot i_o^2} \right] \right\} \quad (3.13)$$

$$M_m = \frac{1}{2} \left\{ \left(5500 - \frac{17660}{1.1} \right) \cdot \frac{0.71 \cdot 0.922}{2 \cdot 280} + \frac{705}{9.55 \cdot 1.87} \cdot \left[2 \cdot 1.2 \cdot (0.257 + 0.038) + \frac{(80 + 200) \cdot 0.5 \cdot 0.922}{4 \cdot 78400} \right] \right\} = 20.145 Hm$$

де: n – кількість гальм;

k_p – коефіцієнт тертя реборд та роликів з рейками ($K_p = 1,1$ - для механізму пересування візка з приводними колесами) [2];

z – кількість двигунів механізму;

m_m – маса візка;

m_{cp} – маса вантажу.

Вбудоване гальмо **ВФК458-16** має гальмівний момент $T_z = 80 H \cdot m$ і за результатами розрахунку може бути використано як гальмо механізму пересування візка.

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

Для порожнього візка тривалістю розгону візка без вантажу, с

$$t_p^1 = \frac{I_{3B}^1 \cdot \omega}{T_{II}^{CP} - T_{CT}^1} = \frac{0,19 \cdot 73,79}{57,75 - 2,3} = 0,25 \text{с}, \quad (3.14)$$

де I_{3B}^1 - зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кгм²,

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

$$I_{3B}^T = 1,1(0,0257 + 0,038) + 80000 \frac{0,126}{78400} \cdot 0,922 = 0,19 \text{ кгм}^2$$

δ - момент інерції обертаючих мас, $\delta = 1,1 \dots 1,2$ [2];

I_P - момент інерції ротора двигуна, кгм²;

I_M - момент інерції муфти, кгм²;

m - маса візка, кг;

R - радіус колеса, м;

U_P - передаточне число редуктора ;

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

$$T_{II}^{CP} = M_H \psi = 33 \cdot 1,75 = 57,75 \text{ Нм} \quad (3.16)$$

M_H - номінальний момент двигуна, Нм,

ψ - середня кратність пускового моменту ($\psi = 1,7 \dots 1,8$) [2].

Сила інерції при розгоні не навантаженого візка, Н

$$W_i = 10^3 G \frac{V}{t_p^1} = 10^3 \cdot 80 \frac{0,0935}{0,25} = 29920 \text{Н} \quad (3.17)$$

де G - маса візка без вантажу, т;

V - швидкість руху візка, м/с.

Опір у цапфах приводних коліс при русі без вантажу, Н

$$W_T^{IP} = R_{IP}^{1min} f \cdot \frac{d}{D} = 200000 \cdot 0,015 \cdot \frac{0,17}{0,71} = 718H \quad (3.18)$$

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

$f = 0,015 \dots 0,02$ - коефіцієнт тертя у цапфах приводних коліс [6];

d - діаметр цапфи, м;

D - діаметр ходового колеса, м.

Опір руху ненавантаженого візка:

$$W_T^I = \frac{10^4 \cdot G_B}{D} (2\mu + f \cdot d) = \frac{800000}{0,71} (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,17) = 3375H \quad (3.19)$$

де: μ - коефіцієнт тертя у підшипниках кочення, $\mu = 0,0004$ м [4];

f - коефіцієнт тертя ковзання (при встановленні ходових колес на кулькових підшипниках $f=0,015$) [2].

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу

$$K_{CI} = \frac{R_{IP}^{1min} \cdot \varphi}{W_T^I + W_i - W_T^{IP}} \geq 1,2 \quad (3.20)$$

$$K_{CI} = \frac{200000 \cdot 0,2}{3375 + 29920 - 718} = 1,23 \geq 1,2$$

де φ - коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі у приміщенні $\varphi = 0,2$ [3].

3.9 Перевірка двигуна за нагрівом

Визначаємо еквівалентну потужність:

$$P_{EKB} = P_{CT} \gamma K_{25} \leq P_D; \quad (3.21)$$

$$P_{EKB} = 1,8 \cdot 1,12 \cdot 0,75 = 1,512 \text{кВт} < 3 \text{кВт}$$

P_{CT} - потужність при усталеному русі, кВт;

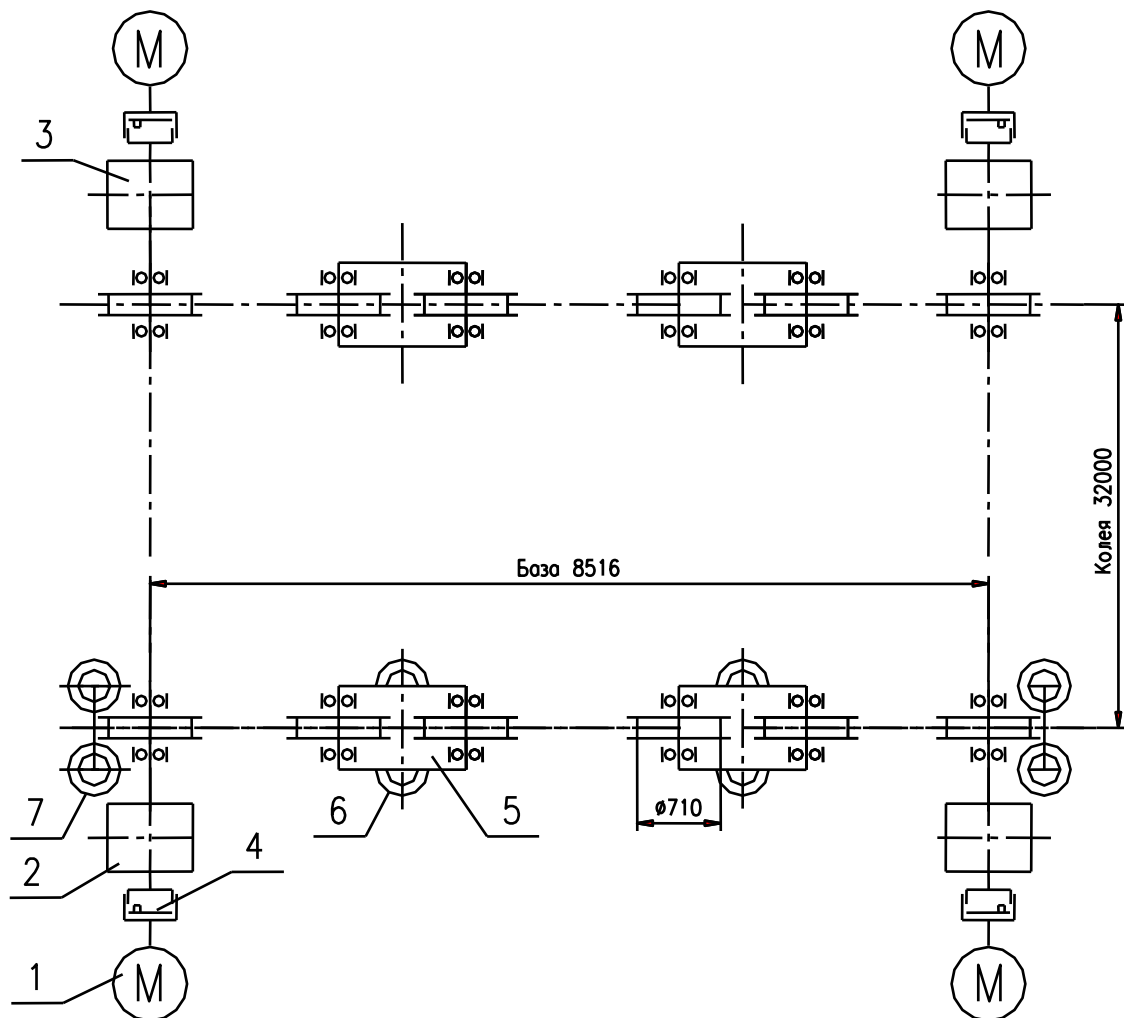
$$P_{CT} = \frac{W_{mp} \cdot V}{10^3 \cdot \eta_s} = \frac{17660 \cdot 0,0935}{10^3 \cdot 0,922} = 1,8 \text{ кВт} \quad (3.22)$$

де γ - коефіцієнт, який залежить від відношення часу пуску до часу роботи механізму (для механізмів пересування візка $\gamma = 1,12$) [12];

K - коефіцієнт, який залежить від групи режиму роботи механізму ($K_{25} = 0,75$) [12].

4 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ ВІЗКА

Механізм пересування крана складається з чотирьох роздільних приводів, чотирьох ходових приводних коліс та чотирьох холостих ходових балансирів. Привод складається з електродвигуна з вбудованим гальмом та редуктора. Для зменшення бокових зміщень моста поперек рейкових шляхів в балансирах та установах приводних коліс встановлені горизонтальні ходові ролики.



1 – Електродвигун; 2, 3 – Редуктор; 4 – Зубчаста напівмуфта; 5 – Балансир холостий; 6 – Бокові ролики, встановлені з зазором 15мм від головки рейки; 7 – Бокові ролики, виконані з можливістю їх повного притиснення до головки рейки.

Рисунок 4.1 – Схема механізму пересування крана

4.1 Визначення максимального тиску на ходові колеса

Максимальне навантаження на ходове колесо мостового крану визначають за формулою, Н:

$$R = \frac{\left[\frac{G_K}{12} + (Q + G_B) \frac{L - l_{\min}}{2L} \right] 10^4}{2} = \frac{\left[\frac{258.29}{12} + (200 + 80) \frac{32 - 2.5}{2 \cdot 32} \right] \cdot 10^4}{2} = 752813H \quad (4.1)$$

де G_K – маса крану, т;

Q – вантажопідйомність крану, т;

G_B – маса візка, т;

L – прогін крану, м;

$l_{\min}$ – відстань від візка до опори у крайньому положенні, м;

4.2 Вибір ходових коліс

Ходові колеса кранових візків вибирають з урахуванням максимального навантаження, швидкості пересування та групи режиму роботи механізму.

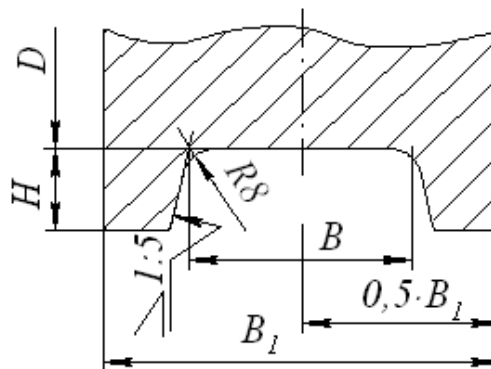


Рисунок 4.2 – Колесо кранове дворебордне

Обираємо колесо діаметром 710мм [14].

Таблиця 4.1 – Ходові колеса [14]

Швидкість пересування візка, м/с	Максимальне навантаження на колесо, кН.	D, мм	Тип рейки	B, мм	B ₁ , мм	H, мм
0,093	800	710	KP120	150	200	60

Діаметр цапф валів коліс дорівнює:

$$d_{ц} = (0.2 \dots 0.3)D = (0.2 \dots 0.3) \cdot 710 = 142 \dots 213 \text{ мм}, \quad \text{приймаємо } d_{ц} = 170 \text{ мм}.$$

Обираємо рейку:

Рейка KP140A ГОСТ 4121-76

4.3 Визначення опору пересування крана

При визначенні максимального тиску на ходові колеса приймаємо наступну розрахункову схему: одна сторона крана (ходова балка) фіксується боковими роликами, які виключають поперечне зміщення, друга сторона крана переміщується вільно. Візок з вантажем встановлюється на мінімальному наближенні до сторони, яка вільно переміщується.

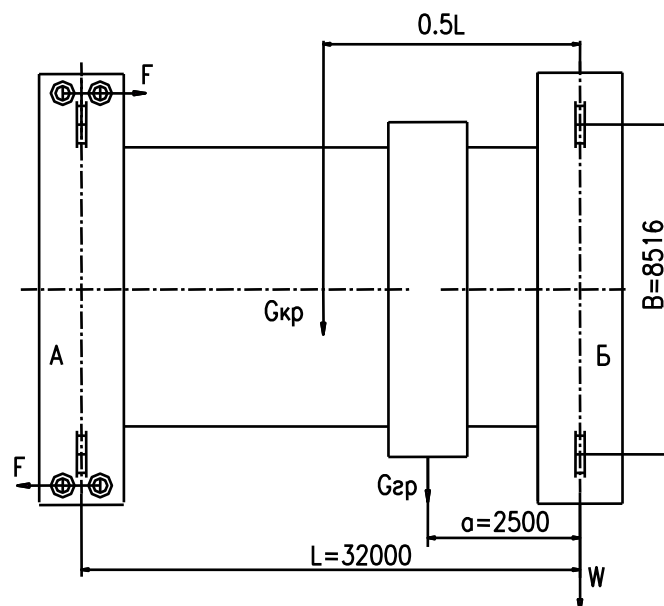


Рисунок 4.2 – Розрахункова схема для визначення опору руху крана

Повний статичний опір пересування сторони крана А, кН:

$$W_A = \sum W_1 + W_p = 6.82 + 0.392 = 7.2 \text{ кН} \quad (4.2)$$

де: $\sum W_1$ - сумарний опір пересування сторони крана А:

$$\sum W_1 = W_{mp1} + W_{y1} = 5.41 + 1.41 = 6.82 \text{ кН} \quad (4.3)$$

W_{mp1} - опір руху сторони крана А від сил тертя (без урахування опору від сил тертя реборд о рейки):

$$W_{mp1} = \left(0.5G_k + \frac{G_{ван} \cdot a}{L} \right) \cdot \frac{\mu_u \cdot d_u + 2 \cdot f}{D_k} \quad (4.4)$$

$$W_{mp1} = \left(0.5 \cdot 2531 + \frac{1960 \cdot 2.5}{32} \right) \cdot \frac{0.015 \cdot 170 + 2 \cdot 0.8}{710} = 5.41 \text{ кН}$$

G_k - вага крана, кН;

$G_{ван}$ - вага вантажу, кН;

μ_u - коефіцієнт тертя кочення підшипників, приведених до цапфи колеса, $\mu=0,015$ [2];

f – плече тертя кочення, $f = 0.8 \text{ мм}$ [2];

d_u - діаметр цапфи вала колеса, мм;

W_{y1} – сила опору від ухилу підкранових шляхів;

$$W_{y1} = i_y \cdot \left[0.5G_k + \frac{G_{ван} \cdot a}{L} \right] = 0,001 \cdot \left[0.5 \cdot 2531 + \frac{1962 \cdot 2.5}{32} \right] = 1.41 \text{ кН} \quad (4.5)$$

$i_y = 0,001$ - уклін підкранового шляху [3];

W_p - опір пересування сторони крана А від сил тертя в роликах, кН

$$W_p = 2F \cdot \frac{\mu_p \cdot d_p + 2 \cdot f_p}{D_p} = 2 \cdot 25.6 \cdot \frac{0.015 \cdot 110 + 2 \cdot 0.4}{320} = 0.392 \text{ кН} \quad (4.6)$$

F – бокова сила в ходовій балці, кН

$$F = \frac{\sum W_1 \cdot L}{B} = \frac{6.82 \cdot 32}{8.516} = 25.6 \text{ кН} \quad (4.7)$$

μ_p - коефіцієнт тертя кочення підшипників, приведених до цапфи ролика, $\mu=0,015$ [2];

d_p - діаметр цапфи ролика, $d_p = 110 \text{ мм}$;

f_p – плече тертя кочення ролика о рейку, $f_p = 0.4 \text{ мм}$ [2];

D_p - діаметр ролика, $D_p = 320$ мм;

Повний статичний опір пересування сторони крана Б, кН:

$$W_B = W_{mp2} + W_{y2} = 11.7 + 3.72 = 15.42 \text{ кН} \quad (4.8)$$

де: W_{mp2} - опір руху сторони крана Б від сил тертя (без урахування опору від сил тертя реборд о рейки):

$$W_{mp2} = \left(0.5G_K + \frac{G_{ван} \cdot (L - a)}{L} \right) \cdot \frac{\mu_y \cdot d_y + 2 \cdot f}{D_K} \quad (4.9)$$

$$W_{mp2} = \left(0.5 \cdot 2531 + \frac{1960 \cdot 29.5}{32} \right) \cdot \frac{0.015 \cdot 170 + 2 \cdot 0.8}{710} = 11.7 \text{ кН}$$

W_{y2} – сила опору від ухилу підкранових шляхів;

$$W_{y2} = i_y \cdot \left[0.5G_K + \frac{G_{ван} \cdot (L - a)}{L} \right] = 0.001 \cdot \left[0.5 \cdot 2531 + \frac{1962 \cdot 29.5}{32} \right] = 3.72 \text{ кН} \quad (4.10)$$

4.4 Визначення потужності двигуна, його вибір

Потужність двигуна механізму пересування візка, кВт:

$$P_{cm} = \frac{W \cdot V}{z \cdot \eta_o} = \frac{15.42 \cdot 0.323}{2 \cdot 0.922} = 2.7 \text{ кВт} \quad (4.11)$$

де W - опір руху найбільш навантаженої сторони крана, Н;

V - швидкість руху крана, м/с ;

η_o - загальний ККД механізму пересування крана;

$$\eta_o = \eta_K \cdot \eta_P \cdot \eta_M = 0.98 \cdot 0.97 \cdot 0.99 = 0.922 \quad (4.12)$$

де $\eta_K = 0.98$, $\eta_P = 0.97$, $\eta_M = 0.99$, – ККД відповідно підшипників кочення ходового колеса, редуктора, зубчатої муфти.

z - кількість приводів пересування на найбільш навантажених сторонах крана.

За каталогом обираємо двигун типу **B21R160MX8 TWS** з вбудованим гальмом та короткозамкненим ротором.

Таблиця 4.2 – Характеристики двигуна.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Потужність P_d , кВт	5.5
Частота обертання n_d , хв. ⁻¹	710
Момент інерції ротора I_p , кг·м ²	0.053
Номинальний момент $M_{ном}$, Н·м	74
Маса, кг	105
ККД, %	0.8

4.5 Вибір редуктора

Загальне передаточне число механізму пересування:

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{\omega_d}{\omega_K} \quad (4.13)$$

$$i_o = \frac{n_d}{n_K} = \frac{710}{8.7} = 81.6$$

де n_d - частота обертання вала двигуна, хв.⁻¹;

n_K - частота обертання ходового колеса крана, хв.⁻¹

$$n_K = \frac{60V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,323}{3,14 \cdot 0,71} = 8,7 \text{ хв}^{-1}; \quad (4.14)$$

ω_d - кутова швидкість валу двигуна, с.⁻¹;

ω_K - кутова швидкість колеса, с.⁻¹;

V - швидкість руху, м/с;

D - діаметр ходового колеса, м.

За каталогом обираємо редуктор **ЗЦЗвкф-200-80У2** з передаточним числом $i_p = 80$ (найближче до потрібного).

При обраному редукторі фактичне число обертів ходового колеса:

$$n_K^\phi = \frac{710}{80} = 8,875 \text{ хв}^{-1}$$

Фактична швидкість пересування крана:

$$V_B^\phi = \frac{\pi \cdot D \cdot n_B^\phi}{60} = 3,14 \cdot 0,71 \cdot 8.875 / 60 = 0,33 \text{ м/с} \quad (4.15)$$

Відхилення від заданого значення швидкості пересування крана:

$$\Delta V = \frac{|V_k - V_k^\phi|}{V_k} \cdot 100\% = \frac{|0,323 - 0,33|}{0,323} \cdot 100\% = 2,2\%, \quad (4.16)$$

що є допустимим.

4.6 Вибір муфт

Для з'єднання вала електродвигуна з швидкохідним валом редуктора в даному випадку використовують зубчасту муфту МЗП.

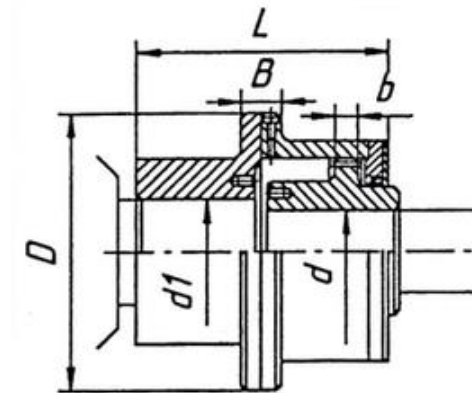


Рисунок 4.3 – Муфта зубчаста МЗП

Муфту вибирають за розрахунковим моментом, Нм

$$T_M = M_{НОМ} \cdot K_1 \cdot K_2 \quad (4.17)$$

$$T_M = 74 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 106,56 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

де M_H - номінальний момент, який передає муфта;

K_1 - коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму, $K_1=1,2$;

K_2 - коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму, $K_2=1,2$.

За каталогом обираємо зубчасту муфту МЗП – 1

Таблиця 4.3 – Характеристики муфти

D, мм	B, мм	d, мм	Крутний момент, Нм	Момент інерції муфти, кг·м ²	Маса муфти, кг
170	20	130	710	0.038	10.6

4.7 Перевірка гальм

Розрахунок гальма ведеться з урахуванням його убудованості у двигун, загального часу гальмування та кількості гальм.

Приймаємо час гальмування $t = 3\text{с}$;

Необхідний гальмівний момент одного гальма при русі під уклін:

$$M_m = \frac{1}{n} \left\{ (W_{mp2} - W_{y2}) \cdot \frac{D_\kappa \cdot \eta_0}{2 \cdot i_o} + \frac{n_{\partial\partial}}{9.55 \cdot t_T} \cdot \left[z \cdot 1.2 \cdot (I_p + I_m) + \frac{(m_\kappa + m_{ep}) \cdot D_\kappa^2 \cdot \eta_0}{2 \cdot 4 \cdot i_o^2} \right] \right\} \quad (4.18)$$

$$M_m = \frac{1}{2} \left\{ (11700 - 3720) \cdot \frac{0.71 \cdot 0.922}{2 \cdot 80} + \frac{710}{9.55 \cdot 3} \cdot \left[2 \cdot 1.2 \cdot (0.053 + 0.038) + \frac{(80 + 200) \cdot 0.5 \cdot 0.922}{2 \cdot 4 \cdot 6400} \right] \right\} = 19.3 \text{ Нм}$$

де: n – кількість гальм

z – кількість двигунів на найбільш навантаженій стороні;

m_κ - маса крана;

m_{ep} - маса вантажу.

Вбудоване гальмо **ВFK458-18** має гальмівний момент $T_\epsilon = 150 \text{ Н} \cdot \text{м}$ і за результатами розрахунку може бути використано як гальмо механізму пересування крана.

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

Для порожнього крана тривалістю розгону крана без вантажу, с

$$t_p^1 = \frac{I_{3B}^1 \cdot \omega}{T_{II}^{CP} - T_{CT}^1} = \frac{4.8 \cdot 73.31}{129.5 - 2.3} = 2.77 \text{ с}, \quad (4.19)$$

де I_{3B}^1 - зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас, кгм²,

$$I_{3B}^T = \delta(I_P + I_M) + m \frac{R^2}{U_P^2} \cdot \eta_3 \quad (4.20)$$

$$I_{3B}^T = 1.1(0.053 + 0.038) + 258290 \frac{0.126}{6400} \cdot 0.922 = 4.8 \text{ кгм}^2$$

δ - момент інерції обертаючих мас, $\delta = 1,1 \dots 1,2$ [2];

I_P - момент інерції ротора двигуна, кгм²;

I_M - момент інерції муфти, кгм²;

m - маса крана, кг;

R - радіус колеса, м;

U_P - передаточне число редуктора ;

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

$$T_{II}^{CP} = M_H \psi = 74 \cdot 1.75 = 129.5 \text{ Нм} \quad (4.21)$$

M_H - номінальний момент двигуна, Нм,

ψ - середня кратність пускового моменту ($\psi = 1,7 \dots 1,8$) [2].

Сила інерції при розгоні не навантаженого візка, Н

$$W_i = 10^3 G \frac{V}{t_p^1} = 10^3 \cdot 258.29 \frac{0.33}{2.77} = 30771 \text{ Н} \quad (4.22)$$

де G - маса крана без вантажу, т;

V - швидкість руху крана, м/с.

Опір у цапфах приводних коліс при русі без вантажу, Н

$$W_T^{PP} = R_{PP}^{1min} f \cdot \frac{d}{D} = 292000 \cdot 0,015 \cdot \frac{0,17}{0,71} = 1049H \quad (4.23)$$

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

$f = 0,015 \dots 0,02$ - коефіцієнт тертя у цапфах приводних коліс [2];

d - діаметр цапфи, м;

D - діаметр ходового колеса, м.

Опір руху ненавантаженого крана:

$$W_T^I = \frac{10^4 \cdot G_K}{D} (2\mu + f \cdot d) = \frac{2582900}{0,71} (2 \cdot 0,0004 + 0,015 \cdot 0,17) = 12187H \quad (4.24)$$

де: μ - коефіцієнт тертя у підшипниках кочення, $\mu = 0,0004$ м;

f - коефіцієнт тертя ковзання (при встановленні ходових коліс на кулькових підшипниках $f=0,015$) [2].

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу

$$K_{CЦ} = \frac{R_{PP}^{1min} \cdot \varphi}{W_T^I + W_i - W_T^{PP}} \geq 1,2 \quad (4.25)$$

$$K_{CЦ} = \frac{292000 \cdot 0,2}{12187 + 30771 - 1049} = 1,39 \geq 1,2$$

де φ - коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі у приміщенні

$\varphi = 0,2$ [3].

4.9 Перевірка двигуна за нагрівом

Визначаємо еквівалентну потужність:

$$P_{EKB} = P_{CT} \gamma K_{25} \leq P_d; \quad (4.26)$$

$$P_{EKB} = 4,19 \cdot 1,12 \cdot 0,75 = 3,52 \text{ кВт} < 5,5 \text{ кВт}$$

P_{CT} - потужність при усталеному русі, кВт;

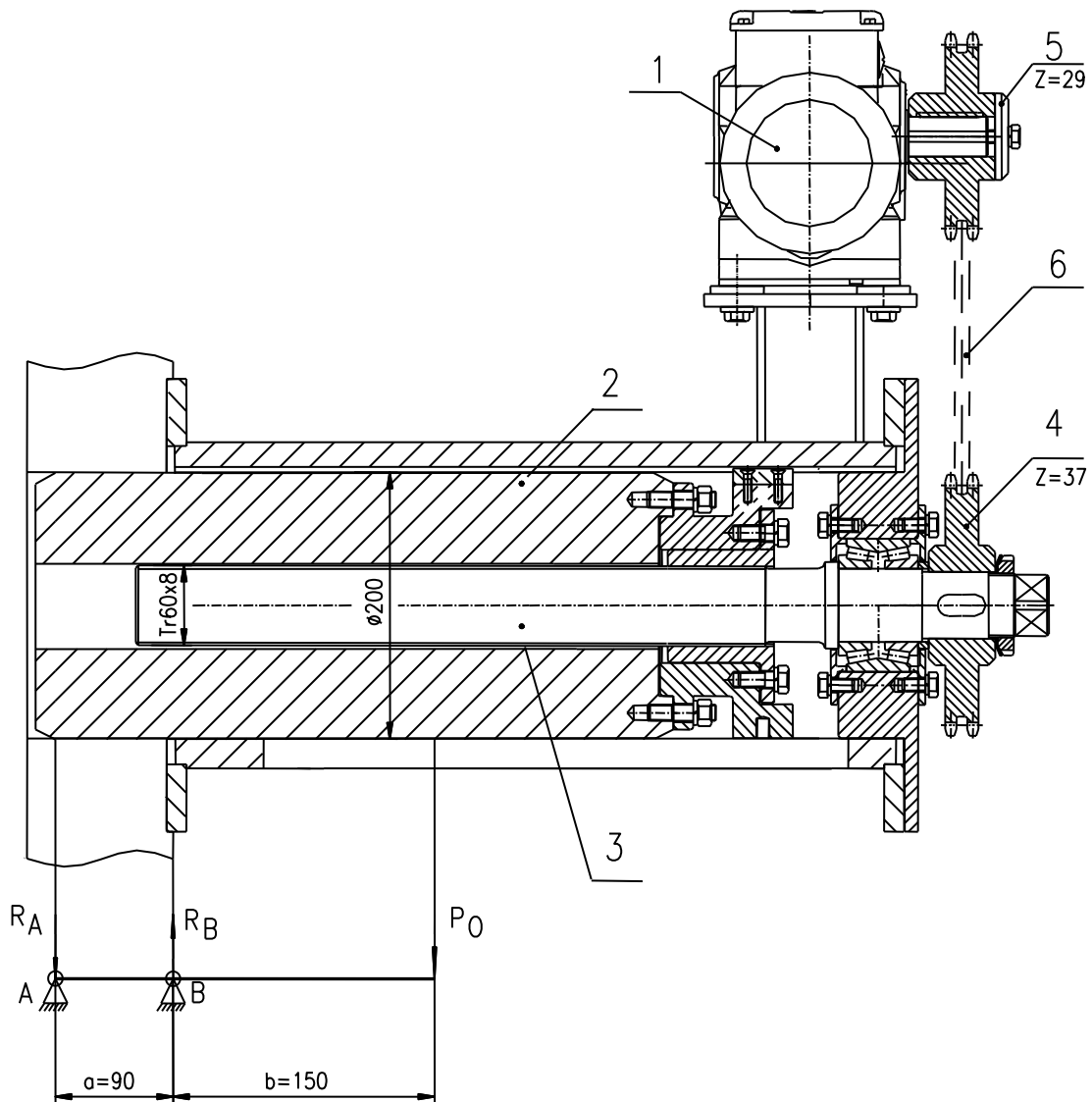
$$P_{CT} = \frac{W_{mp2} \cdot V}{10^3 \cdot \eta_3} = \frac{11700 \cdot 0,33}{10^3 \cdot 0,922} = 4,19 \text{ кВт} \quad (4.27)$$

де γ - коефіцієнт, який залежить від відношення часу пуску до часу роботи механізму (для механізмів пересування візка $\gamma = 1,12$) [12];

K - коефіцієнт, який залежить від групи режиму роботи механізму ($K_{25} = 0,75$) [12].

5 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ВИСУВАННЯ ВІСІ

Для зменшення присутності людини при виконанні захоплення вантажу використовується механізм висування вісі, який дозволяє виконати напівавтоматичне захоплення вантажу. Також цей механізм використовується безпосередньо для заміни вантажозахоплювального пристрою.



1 – Мотор – редуктор; 2 – Вісь; 3 – Гвинт; 4, 5 – Зірочки; 6 – Ланцюг

Рисунок 5.1 – розрахункова схема механізму висування вісі.

Беручи до уваги вагу усіх елементів конструкції встановлюємо, що в даному випадку сумарне навантаження від ваги вісі дорівнює:

$$P_0 = 1120H$$

За допомогою розрахункової схеми визначимо реакції опор А та В:

$$R_A = \frac{P_0 \cdot b}{a} = \frac{1120 \cdot 150}{90} = 1867H \quad (5.1)$$

$$R_B = \frac{P_0 (a + b)}{a} = \frac{1120 \cdot (90 + 150)}{90} = 2987H \quad (5.2)$$

Окружне зусилля на нижній зірочці з урахуванням тертя, Н

$$F_{3B1} = k \frac{(R_A + R_B) \cdot r_p}{r_{3B1}} [tg(\alpha + \beta) + f] \quad (5.3)$$

$$F_{3B1} = 1.5 \frac{(1867 + 2987) \cdot 0.0275}{0.09359} \cdot [tg(2.6 + 11.3) + 0.2] = 957H$$

де: k – коефіцієнт додаткового тертя, $k = 1.5$ [15];

r_p - середній радіус гвинтової різьби, $r_p = 0.0275$ м;

r_{3B1} - радіус ділильної окружності нижньої зірочки, $r_{3B1} = 0.09359$ м;

α - кут підйому гвинтової лінії, $\alpha = 2.6^\circ$ [15];

β - кут тертя;

$$\beta = \arctg f = \arctg 0.2 = 11.3^\circ \quad (5.4)$$

f – коефіцієнт тертя у різьбі (сталь по сталі), $f = 0.2$ [2].

Крутний момент на нижній зірочці, Нм

$$M_{3B1} = F_{3B1} \cdot r_{3B1} = 957 \cdot 0.09359 = 90 \text{ Нм} \quad (5.5)$$

Крутний момент на верхній зірочці, Нм

$$M_{3B2} = \frac{M_{3B1}}{i} = \frac{90}{1.276} = 71 \text{ Нм} \quad (5.6)$$

де i – передаточне відношення ланцюгової передачі.

$$i = \frac{Z_{3B1}}{Z_{3B2}} = \frac{37}{29} = 1.276 \quad (5.7)$$

З каталогу обираємо мотор – редуктор **S57DRS71M4BE05/TH** потужністю $P = 0.55$ кВт та передаточним відношенням $i = 134.4$.

6 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ОБЕРТАННЯ ПІДВІСКИ

Для виконання повороту підвіски головного підйому використовується допоміжний механізм, який складається з електродвигуна, планетарного мотор - редуктора та відкритої, внутрішньої зубчатої передачі.

Момент від сил тертя механізму обертання підвіски:

$$M_{TP} = 0,5 f \cdot D \cdot N = 0.5 \cdot 0.01 \cdot 0.4 \cdot 1765800 = 3532 \text{ Нм} \quad (6.1)$$

де: f – коефіцієнт опору руху, $f = 0.01$;

D – діаметр упорного підшипника вилки підвіски, $D = 0.4$ м [4];

N – сумарний тиск від вантажу, $N = 1765800$ Н;

Розрахункова статична потужність електродвигуна:

$$P_{cm} = \frac{M_{TP}}{9550 \cdot \eta_B} \cdot n_B = \frac{3532}{9550 \cdot 0.8} \cdot 0.05 = 0.023 \text{ кВт} \quad (6.2)$$

де: n_B - кількість обертів вилки, $n_B = 0.05$ об/хв;

η_B - ККД механізму обертання, $\eta_B = 0.8$ [2].

За каталогом обираємо двигун типу **B21R80K4** з вбудованим гальмом та короткозамкненим ротором.

Таблиця 6.1 – Характеристики двигуна.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Потужність P_d , кВт	0.55
Частота обертання n_d , хв. ⁻¹	1400
Момент інерції ротора I_p , кг·м ²	0.093
Номінальний момент $M_{ном}$, Н·м	4
Маса, кг	12
ККД, %	0.69

Момент від сил інерції вилки підвіски з вантажем:

$$M_{II} = 1.15 \frac{GD^2 \cdot n_B}{375 \cdot t_n} = 1.15 \frac{3924000 \cdot 0.00083}{375 \cdot 4} = 25 \text{ Нм} \quad (6.3)$$

де: GD^2 - маховий момент на вісі обертання гілки, Н

$$GD^2 = 2Q \cdot r^2 = 2 \cdot 1962000 \cdot 1 = 3924000 \text{ Н} \quad (6.4)$$

r – радіус тіла обертання, $r = 1 \text{ м}$;

t_n - час пуску електродвигуна, приймаємо $t_n = 4 \text{ с}$;

Сумарний момент опору обертанню:

$$\Sigma M = M_{TP} + M_{II} = 3532 + 25 = 3557 \text{ Нм} \quad (6.5)$$

Необхідний крутний момент на вихідному валу редуктора, Нм

$$M_p = \frac{\Sigma M}{i_{O.II} \cdot \eta_B} = \frac{3557}{11 \cdot 0.8} = 404.2 \text{ Нм} \quad (6.6)$$

де $i_{O.II}$ - передаточне відношення відкритої зубчастої передачі.

$$i_{O.II} = \frac{Z_K}{Z_{III}} = \frac{187}{17} = 11 \quad (6.7)$$

За каталогом обираємо мотор – редуктор типу **МПО-2М-15-2469**.

Таблиця 6.2 – Характеристики мотор - редуктора.

ПАРАМЕТР	ЗНАЧЕННЯ
Потужність P_d , кВт	0.75
Число обертів на вихідному валу в хв.	0.56
Передаточне відношення редуктора i_p	2469
Момент на вихідному валу M , Н·м	2064
Маса двигуна, кг	9.8
Загальна маса, кг	186

Загальне передаточне число механізму:

$$i_O = i_{O.II} \cdot i_p = 11 \cdot 2469 = 27159 \quad (6.8)$$

7 РОЗРАХУНОК МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЇ КРАНА

Металоконструкція крана уявляє собою зварну конструкцію з балок коробчастого перетину. Монтажні з'єднання відправочних марок металоконструкції крана – зварні. Кріплення підвізкових рейок до головних балок крана виконується притискними планками. На підвізкові рейки встановлюється вантажний візок з механізмами.

7.1 Розрахунок вузла з'єднання кінцевих балок напівмостів

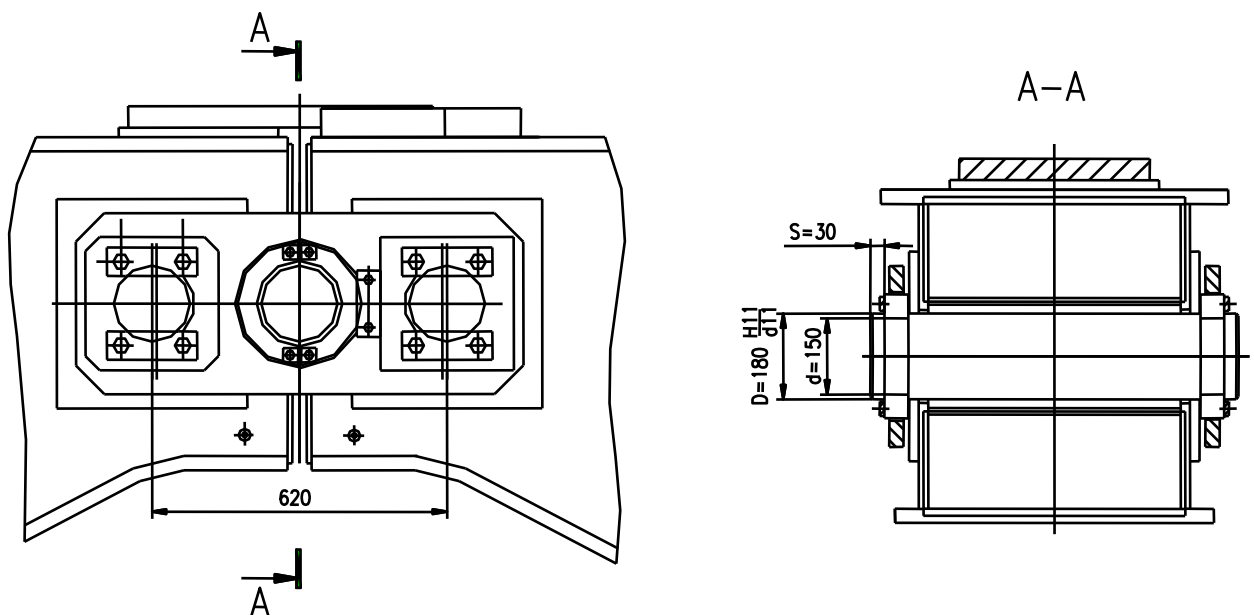


Рисунок 7.1 – Схема вузла з'єднання кінцевих балок напівмостів

Бічна сила у ходовій балці напівмоста найбільш навантаженої сторони крана:

$$F = \frac{W_2 \cdot L}{0.5 \cdot B} = \frac{15420 \cdot 32}{0.5 \cdot 8.524} = 115770 \text{ Н} \quad (7.1)$$

Де: $W_B = 15420 \text{ Н}$ - повний статичний опір переміщенню сторони крана Б (візок розташовано на мінімальному зближенні до сторони Б);

$L = 32 \text{ м}$ – колія крана;

$B = 8,524$ – база крана.

Напруження зминання у бурті вісі:

$$\sigma_{CM} = \frac{2F}{\pi(D^2 - d^2)} = \frac{2 \cdot 115770}{3.14(32400 - 22500)} = 7.45 \text{ МПа} \quad (7.2)$$

Допустимі напруження зминання:

$$[\sigma_{CM}] = \frac{1.2\sigma_T \cdot k_{CM}}{n} = \frac{1.2 \cdot 345 \cdot 1.5}{1.4} = 444 \text{ МПа} \quad (7.3)$$

Де: $\sigma_T = 345 \text{ МПа}$ – границі текучості для сталі 45 – 2ГП ГОСТ 1050 – 88 [1];

$k_{CM} = 1.5$ - коефіцієнт переходу до довільних допустимих напружень на торцеве зминання [1];

$n = 1.4$ – коефіцієнт запасу міцності деталей металокопструкцій [1].

Напруження зрізу у бурті вісі:

$$\tau_{CP} = \frac{2F}{\pi \cdot d \cdot S} = \frac{2 \cdot 115770}{3.14 \cdot 150 \cdot 30} = 16.4 \text{ МПа} \quad (7.4)$$

Допустимі напруження зрізу:

$$[\tau_{CP}] = \frac{1.2\sigma_T \cdot k_{CP}}{n} = \frac{1.2 \cdot 345 \cdot 0.58}{1.4} = 171.5 \text{ МПа} \quad (7.5)$$

Де $k_{CP} = 0.58$ - коефіцієнт переходу до довільних допустимих напружень на зріз [1].

7.2 Розрахунок кранового моста на міцність

Для того, щоб перевірити, чи приведе збільшення вантажопідйомності до пластичних деформацій та руйнування металокопструкції необхідно виконати перевірочний розрахунок головного моста крана на міцність. Розрахунок ведеться з урахуванням найтяжчого випадку навантаження крана, коли візок розміщується посередині прогину крана з максимально допустимим вантажем.

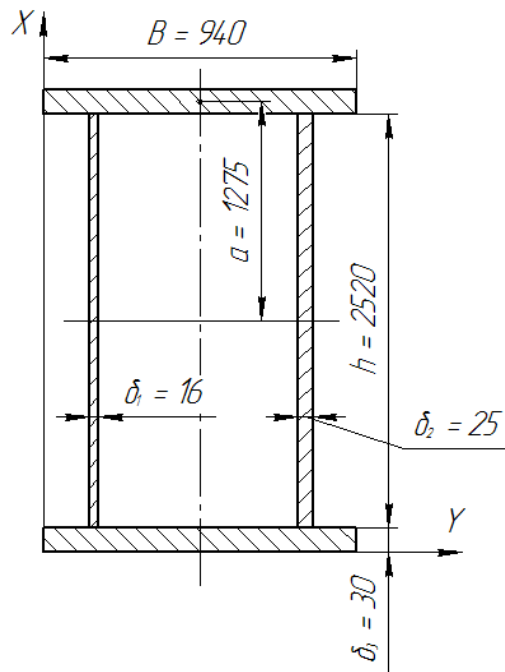


Рисунок 7.2 – Розрахунковий перетин головного моста крана

Напруження згину у перерізі головного моста:

$$\sigma_{xz} = \frac{M}{W_x} = \frac{3579000}{0.165} = 22 \text{ МПа}; \quad (7.6)$$

де: W – момент опору перетину головного моста крана;

$$W_x = \frac{I_x}{h} = \frac{0.416}{2.52} = 0.165 \text{ м}^3; \quad (7.7)$$

I_x - момент інерції перетину відносно вісі абсцис;

$$I_x = 2\left(\frac{h^3 \cdot \delta_1}{12} + \frac{h^2}{4} (h \cdot \delta_1) + \frac{h^2}{4} (h \cdot \delta_2)\right) + B \cdot \delta_3 \cdot a^2; \quad (7.8)$$

$$I_x = 2\left(\frac{2.52^3 \cdot 0.016}{12} + \frac{2.52^2}{4} (2.52 \cdot 0.016) + \frac{2.52^2}{4} (2.52 \cdot 0.025)\right) + 0.94 \cdot 0.03 \cdot 1.275^2 = 0.416 \text{ м}^4$$

h – відстань між поясами перетину головного моста, $h = 2,52\text{м}$;

δ_1 - товщина бокової стінки головного моста, $\delta_1 = 0.016\text{м}$;

δ_2 - товщина підрейкової бокової стінки головного моста, $\delta_2 = 0.025\text{м}$;

δ_3 - товщина верхнього та нижнього поясів головного моста,

$\delta_2 = 0.03\text{м}$;

a – відстань від середини нижнього та верхнього поясів до середини перетину головного моста, $a = 1,275\text{м}$;

B – ширина нижнього та верхнього поясу головного моста,
 $B = 0.94\text{м}$.

M – момент згину від піднятого максимального вантажу.

При визначенні моменту згину від піднятого вантажу використовуємо методику застосування ліній впливу навантажень на металоконструкцію. Цей метод є достатньо точним та швидким, що збільшує можливість його використання у розрахунках металоконструкцій спеціальних кранів. Для використання методу побудуємо лінії впливу для згинаючого моменту, який виникає від сили ваги вантажу, розташованої посередині головного моста крана.

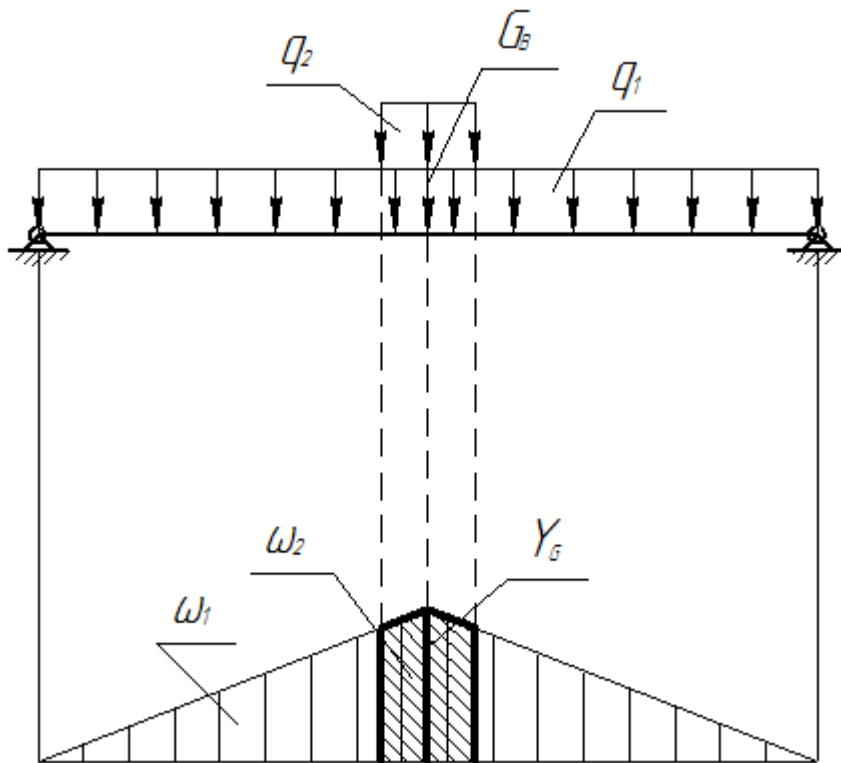


Рисунок 7.3 – Лінії впливу згинаючого моменту від підймання максимального вантажу на головний міст крана.

$$M = G_B \cdot Y_G + q_1 \cdot \omega_1 + q_2 \cdot \omega_2 = 1962000 \cdot 1 + 55186 \cdot 16 + 203896 \cdot 3.6 = 3579000 \text{ Нм} \quad (7.9)$$

де: G_B - сила ваги піднятого вантажу, $G_B = 1962 \text{ кН}$;

q_1 - розподілена сила ваги металоконструкції, $q_1 = 55186 \text{ Нм}$;

q_2 - розподілена сила ваги візка, $q_1 = 203896 \text{ Нм}$;

Допустимі напруження згину:

$$[\sigma_{зг}] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{310}{1.4} = 221 \text{ МПа}; \quad (7.10)$$

де: $\sigma_T = 310 \text{ МПа}$ – границі текучості для сталі 09Г2С - 12 ГОСТ 19282 – 73 [1];

$n = 1.4$ – коефіцієнт запасу міцності деталей металоконструкцій [1].

Таким чином металоконструкція витримає збільшене навантаження від модернізації.

ВИСНОВКИ

У наведеній роботі були обрані схеми і проведені необхідні розрахунки для механізмів крану електричного мостового спеціального, а також була виконана модернізація механізму головного підйому до 200т. Всі обрахунки проведені для крану вантажопідйомністю 200/2х70т, прогоном 32 м, який належить до групи А5 за класифікацією за ISO і працює в середньому режимі. Розрахунки проведені для механізмів:

- Головного підйому;
- Допоміжного підйому;
- Пересування візка;
- Пересівання крана;
- Висування вісі;
- Обертання підвіски.

Також після проведення модернізації проведено перевірочний розрахунок вузла з'єднання кінцевих балок та металоконструкції крана на міцність. Для виконання модернізації для механізму головного підйому був обраний вантажний канат з більшою маркіровочною групою, ніж у первинному проекті. Після розрахунку механізму та підбирання необхідних для нього деталей та вузлів виконаний розрахунок похибки (відхилення від значень наведених у завданні до дипломного проекту). На всіх механізмах похибка не перевищує допустимих значень.
праці.

Перелік посилань

1. Єгоров П. В. Металеві конструкції підйимально-транспортних машин : навч. посібник / П. В. Єгоров, В. М. Обертяєв. — Київ : НТУ, 2017. — 184 с.
2. ДСТУ EN 13001-3-1:2019 Крани вантажопідйомні. Загальне проектування. Частина 3-1. Граничні стани та перевірка на втомленість сталевих конструкцій (EN 13001-3-1:2012+A1:2017, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020. — 76 с.
3. Колесніков В. О. Проектування приводів машин і механізмів : підручник / В. О. Колесніков, О. В. Гончаров. — Харків : ХНАДУ, 2018. — 260 с.
4. ДСТУ EN 12077-2:2018 Безпека вантажопідйомних кранів. Вимоги до здоров'я та безпеки. Частина 2. Обладнання обмеження та контролю (EN 12077-2:1998+A1:2008, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2019. — 24 с.
5. ДСТУ EN 13135:2019 Крани вантажопідйомні. Безпека. Проектування. Вимоги до механізмів (EN 13135:2013+A1:2018, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020. — 92 с.
7. Зеленський А. Г. Основи розрахунку та конструювання елементів кранових механізмів / А. Г. Зеленський. — Дніпро : ПДАБА, 2017. — 140 с..
8. ДСТУ EN 1993-1-9:2017 Єврокод 3. Проектування сталевих конструкцій. Частина 1-9. Втомленість (EN 1993-1-9:2005, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2018. — 44 с.
9. Васильченко М. В. Деталі машин у прикладах і задачах : навч. посібник / М. В. Васильченко, В. І. Смирнов. — Суми : СумДУ, 2015. — 224 с.
10. Кране В. Підйимально-транспортне обладнання: сучасний стан та перспективи розвитку : монографія / за ред. проф. М. О. Кириченка. — Харків : НТУ «ХП», 2019. — 210 с.
11. ДСТУ EN 14492-1:2019 Крани вантажопідйомні. Лебідки та талі з приводом від двигуна. Частина 1. Лебідки з приводом від двигуна (EN 14492-1:2006+A1:2009, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020. — 56 с.

12. Ковальчук В. В. Оцінка залишкового ресурсу металоконструкцій вантажопідйомних кранів / В. В. Ковальчук, С. М. Шевченко. — Київ : Видавництво «Логос», 2017. — 175 с.
13. Hamrock B. J. Fundamentals of Machine Elements / B. J. Hamrock, S. R. Schmid, B. O. Jacobson. — 3rd ed. — CRC Press, 2015. — 632 p.
14. ДСТУ EN 13001-3-2:2019 Крани вантажопідйомні. Загальне проектування. Частина 3-2. Граничні стани та перевірка безпеки стасовано канатових блоків (EN 13001-3-2:2014, IDT). — Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2020. — 32 с.
15. Металеві конструкції будівель і споруд : підручник / [О. М. Барабаш, В. В. Габрель та ін.] ; за ред. О. М. Барабаша. — Львів : Видавництво Львівської політехніки, 2020. — 380 с.